

**METODOLOGIA PARA SOLUÇÃO INTEGRADA  
DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM  
SUPERAQUECEDORES DE VAPOR**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS – GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA PROPOSTA PARA SOLUÇÃO INTEGRADA DA TRANSFERÊNCIA  
DE CALOR EM SUPERAQUECEDORES DE VAPOR**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a  
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

**LUIS OMAR SUESCÚN ARMESTO**

**Florianópolis**  
**Dezembro 2007**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA PROPOSTA PARA SOLUÇÃO INTEGRADA DA TRANSFERÊNCIA  
DE CALOR EM SUPERAQUECEDORES DE VAPOR**

**Luis Omar Suescún Armesto**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**Mestre em Engenharia Mecânica**

Sendo aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

---

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.  
Orientador

---

Prof. Antonio Carlos Ribeiro Nogueira, Dr. Eng.  
Co-orientador

---

Prof. Fernando Cabral, Ph. D.  
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D.

---

Prof. Humberto Jorge José, Dr

*A Deus.*

## AGRADECIMENTOS

À Tractebel Energia e ANEEL pelo suporte financeiro e permissão concedida para acesso às instalações da Usina Jorge Lacerda e pelas informações imprescindíveis para execução deste trabalho.

Ao Eng. Luiz Felipe da empresa Tractebel Energia pelo incentivo, apoio técnico e logístico prestados para o bom andamento do trabalho.

Ao Prof Clovis Raimundo Maliska, supervisor do SINMEC, pela disponibilização da licença referente aos algoritmos CFX 11.0 e ICEM CFD de propriedade da ANSYS.

Ao POSMEC pela oportunidade concedida para a realização de meus estudos em nível de Mestrado.

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>VIII</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>X</b>
<b>NOTAÇÃO.....</b>	<b>XI</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>XIII</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XIV</b>
<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. IMPORTÂNCIA E RESERVAS DE CARVÃO MINERAL.....	1
1.2. GERAÇÃO TERMOELÉTRICA A CARVÃO NO BRASIL.....	2
1.3. DESCRIÇÃO DA UNIDADE GERADORA DE VAPOR.....	2
1.4. SUPERAQUECEDOR DE VAPOR EM ESTUDO .....	6
1.5. PARÂMETROS OPERACIONAIS .....	7
1.5.1. <i>Caldeira</i> .....	7
1.5.2. <i>Carvão</i> .....	8
1.5.3. <i>Balanco de energia na unidade geradora de vapor</i> .....	9
1.6. JUSTIFICATIVA .....	10
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>14</b>
2.1. CAUSAS DE FALHAS EM CALDEIRAS .....	14
2.2. MODELAGEM EM CALDEIRAS .....	15
<b>CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA .....</b>	<b>19</b>
3.1. DOMÍNIO COMPUTACIONAL.....	19
3.1.1. <i>Dimensões da malha</i> .....	20
3.1.2. <i>Análises comparativa para diferentes dimensões da malha</i> .....	24
3.2. CONDIÇÕES DE CONTORNO .....	26
3.2.1. <i>Condições de entrada para o escoamento dos gases de combustão</i> .....	26
3.2.2. <i>Condições de parede</i> .....	27
3.2.3. <i>Velocidades de vapor no interior dos tubos do superaquecedor final</i> .....	28
3.2.4. <i>Saída de vapor nos tubos do superaquecedor final</i> .....	30
3.3. METODOLOGIA ADOTADA NA SOLUÇÃO DO PROBLEMA .....	30
3.3.1. <i>Análise de resultados preliminares para seleção da melhor alternativa para tratamento dos subdomínios adjacentes às paredes laterais</i> .....	33
3.3.2. <i>Metodologia adotada para a transferência de calor entre os gases de combustão e os tubos do superaquecedor final</i> .....	35
<b>CAPÍTULO 4 - MODELOS MATEMÁTICOS.....</b>	<b>39</b>
4.1. CONCEITO DE MÉDIA PARA TURBULÊNCIA .....	39
4.1.1. <i>Equações de Reynolds</i> .....	40
4.1.2. <i>Equação da energia</i> .....	41
4.2. MODELO DE TURBULÊNCIA K-E .....	41
4.3. MODELO DE TURBULÊNCIA K- $\Omega$ .....	42
4.4. MODELO DE TURBULÊNCIA SST (SHEAR STRESS TRANSPORT).....	43
4.4.1. <i>Funções de transição (blending function) no modelo de turbulência SST</i> .....	44
4.4.2. <i>Tratamento perto da parede para o SST</i> .....	45
4.5. MODELOS DE RADIAÇÃO NO SUPERAQUECEDOR FINAL .....	46
4.5.1. <i>Radiação gasosa</i> .....	47
4.5.2. <i>Radiação proveniente da fornalha</i> .....	50
4.5.3. <i>Fatores de forma entre o plano e os tubos no superaquecedor final</i> .....	50
<b>CAPÍTULO 5 - RESULTADOS.....</b>	<b>52</b>
5.1. CAMPO DE VELOCIDADES DOS GASES DE COMBUSTÃO.....	52

5.2.	ESCOAMENTO DO VAPOR NO INTERIOR DOS TUBOS. ....	57
5.3.	CAMPO DE TEMPERATURAS DOS GASES DE COMBUSTÃO. ....	59
5.4.	TEMPERATURAS DE PAREDE NO SUPERAQUECEDOR FINAL. ....	60
5.5.	RESULTADOS COMPLEMENTARES: FLUXOS E COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR. ....	66
5.5.1.	<i>Fluxos de Calor Prescrito. ....</i>	66
5.5.2.	<i>Coeficientes de transferência de calor externo. ....</i>	69
5.5.3.	<i>Coeficientes de transferência de calor interno. ....</i>	69
5.5.4.	<i>Queda de pressão do escoamento do vapor no interior dos tubos. ....</i>	70
<b>CAPÍTULO 6 -</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>72</b>
6.1.1.	<i>Sugestões para trabalhos futuros. ....</i>	73
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>		<b>74</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 Unidade geradora de vapor instalada na Usina Jorge Lacerda da empresa Tractebel Energia (Capivari de Baixo – SC), (Reinaldo R F, 2004).....	3
Figura 1-2 Esquema simplificado do processo do processo de moagem e de transporte de carvão pulverizado, (Bazzo E, 1997).....	4
Figura 1-3 Superaquecedor final.....	5
Figura 1-4 Esquema de uma caldeira aquotubular com tambor separador, (Bazzo E, 1997).....	5
Figura 1-5 Unidade geradora de vapor e seus componentes principais, (Bazzo, Reinaldo <i>et al.</i> 2004).....	6
<b>Figura 1-6 Espaçamento longitudinal e transversal dos painéis do superaquecedor final.....</b>	<b>7</b>
Figura 1-7 Rompimento de tubo por fluência do material, (Bernardini et al, 1999).....	11
Figura 1-8. Resistência à fluência, (Bernardini et al, 1999).....	11
Figura 1-9. Deposição de partículas no plano de entrada do superaquecedor final ( $\text{kg/m}^2.\text{s}$ ), (Reinaldo, 2004).....	13
Figura 1-10. Deposição de cinzas nos tubos do superaquecedor final, (Reinaldo, 2004).....	13
Figura 2-1. Depósito no interior de tubos de caldeiras, (Cháves <i>et.al</i> , 2003).....	15
Figura 2-2. Restritor de fluxo instalado no superaquecedor final da unidade geradora de vapor, (Nogueira <i>et.al.</i> , 2005).....	15
Figura 2-3 Taxa do aumento de deposição por unidade de área de superfície em tubos ao longo da caldeira e no final do período do sexto mês de operação, (Tomeczek, Palugniok <i>et al.</i> , 2004).....	17
Figura 3-1. Detalhes de montagem dos painéis do superaquecedor final.....	20
Figura 3-2. Subdomínio computacional para solução numérica do problema associado ao superaquecedor final.....	20
Figura 3-3. Subdomínio reduzido, para avaliação de malhas.....	21
Figura 3-4. Histograma do análises do determinante.....	22
Figura 3-5. Histograma do análises do ângulo.....	22
Figura 3-6. Técnica o-grid, para geração de malha em geometrias curvas.....	23
Figura 3-7. Configuração da malha hexaédrica para o domínio computacional.....	24
Figura 3-8. Velocidade através dos painéis para os diferentes tamanhos de malha.....	25
Figura 3-9. Variação da velocidade com relação à malha de 15 mm.....	25
Figura 3-10. Campo da temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor, (Reinaldo, 2004).....	26
Figura 3-11. Campo de velocidade dos gases no plano de entrada do superaquecedor, (Reinaldo, 2004).....	26
Figura 3-12. Posição das paredes d'água na parte superior e inferior do superaquecedor final.....	27
Figura 3-13. Vista superior dos subdomínios considerados no superaquecedor final.....	32
Figura 3-14. Subdomínios compostos.....	33
Figura 3-15. Direção do fluxo de gases de combustão e linhas de análises do subdomínio $n=1$ .....	33
Figura 3-16. Resultados obtidos para condição de contorno “openning” de valores prescritos, para a face lateral direita de $n=1$ .....	34
Figura 3-17. Resultados obtidos para condição de contorno do tipo “opening”, para a face lateral direita de $n=1$ .....	34
Figura 3-18. Fluxograma para tratamento dos fluxos de calor externos nos tubos do superaquecedor final.....	37
Figura 3-19. Fluxograma para tratamento dos fluxos de calor dos gases da combustão referentes às paredes dos tubos do superaquecedor final.....	38
Figura 4-1. Representação da geometria para aplicação do fator de forma de $A_1$ para $A_2$ .....	51
Figura 5-1. Campos de velocidades ao longo dos sete primeiros tubos correspondentes aos subdomínios adjacentes à parede lateral esquerda (Painéis 3 e 4).....	53



Figura 5-2. Campos de velocidades ao longo dos sete primeiros tubos correspondentes aos subdomínios centrais (Painéis 20 e 21).....	53
Figura 5-3. Linhas de análise de velocidade no plano de entrada do superaquecedor final .....	54
Figura 5-4. Distribuição de velocidade na direção principal do escoamento entre os tubos da primeira fileira, para os painéis 3, 4, 5 e 20, 21, 22. ....	54
Figura 5-5. Campo de intensidade turbulenta associado aos gases de combustão, para os sete primeiros tubos do painel 3. ....	55
Figura 5-6. Campo vetorial da velocidade para o escoamento dos gases nas zonas de recirculação, correspondente ao painel 1 .....	56
Figura 5-7. Valores de $y^+$ externo, para o tubo $j=1$ .....	57
Figura 5-8. Valores de $y^+$ externo, para o tubo $j=2$ .....	57
Figura 5-9. Cálculo do elemento interno perto da parede do tubo, para diferentes condições de pressão e de temperatura. ....	58
Figura 5-10. Valores de $y^+$ interno para o tubo $j=1$ (Painel 21).....	58
Figura 5-11. Comportamento térmico dos gases de combustão considerando os subdomínios adjacentes às paredes .....	59
Figura 5-12. Comparação entre resultados numéricos e valor calculado para a temperatura de saída dos gases da combustão. ....	60
Figura 5-13. Temperaturas de parede referentes aos primeiros sete tubos dos painéis 1 e 2 (Subdomínio 1). ....	61
Figura 5-14. Temperaturas de paredes referentes aos primeiros sete tubos dos painéis 39 e 40 (Subdomínio 38). ....	61
Figura 5-15. Temperaturas de parede referentes aos sete últimos tubos dos painéis 1 e 2 (Subdomínio 1). ....	62
Figura 5-16. Temperaturas de parede referentes aos sete últimos tubos dos painéis 39 e 40 (Subdomínio 38). ....	62
Figura 5-17. Temperaturas medias calculadas para as primeiras fileiras de tubos do superaquecedor final .....	63
Figura 5-18. Comparação entre valores medidos e resultados numéricos da ultima fileira do superaquecedor final. ....	64
Figura 5-19. Temperatura medida ao longo do tempo em um tubo posicionado em $j=14$ no painel 20 (Correa, 2008).....	65
Figura 5-20. Fluxos de calor referentes ao mecanismo de convecção em cada painel do superaquecedor final. ....	66
Figura 5-21. Fluxo de calor para os subdomínios adjacentes às paredes correspondentes aos painéis 1 e 2.....	68
Figura 5-22. Fluxos de calor para os tubos localizados na metade da largura do superaquecedor final .....	69
Figura 5-23. Coeficientes médios de transferência de calor interno.....	70
Figura 5-24. Queda de pressão nos tubos do painel 27.....	70

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1-1: Reservas, produção e consumo de carvão mineral no mundo em 2002 .....	1
Tabela 1-2: Centrais termelétricas a carvão mineral em operação no Brasil – situação em setembro de 2003 .....	2
Tabela 1-3. Vazões do circuito água/vapor .....	8
Tabela 1-4. Temperatura e pressão do circuito água/vapor .....	8
Tabela 1-5. Análise imediata do carvão .....	9
Tabela 1-6. Análise elementar do carvão .....	9
Tabela 1-7. Calor transferido, potência 125 MWe .....	9
Tabela 3-1. Velocidade (m/s) do vapor no interior dos tubos do superaquecedor final. ....	28
Tabela 4-1. Constantes turbulentas para o modelo k- $\epsilon$ .....	42
Tabela 4-2. Constantes utilizadas no modelo k- $\omega$ .....	43
Tabela 4-3. Constantes turbulentas para o modelo SST, com F1=1 .....	44
Tabela 4-4. Constantes turbulentas para o modelo SST, com F1=0 .....	44
Tabela 5-1. Fluxos de calor empregados para as condições de contorno nos tubos. ....	66
Tabela 5-2. Distribuição do calor recebido do plano de entrada do superaquecedor final .....	67

## NOTAÇÃO

$\Delta y^+$  = distancia adimensional do primeiro nó perto da parede

$D$  = diâmetro do tubo

$Re_D$  = Número de Reynolds

$q_{CONV,i,j,k}$  = pela convecção em cada célula,

$q_{RG,i,j}$  = pela radiação gasosa,

$q_{RP,i,j}$  = pela radiação proveniente do plano de entrada no superaquecedor final

$q_{TOT,i,j,k}$  = fluxo total de calor pelos mecanismos da convecção e radiação na célula “k”

$\bar{U}$  = velocidade media da velocidade

$u$  = flutuação da velocidade

$U$  = velocidade instantânea

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta

$\tau_t$  = tensor de Reynolds

$k$  = energia cinética turbulenta

$\varepsilon$  = dissipação da energia cinética turbulenta

$\mu_{eff}$  = viscosidade efetiva

$P_k$  = geração de energia cinética turbulenta

$\mu$  = viscosidade dinâmica

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta

$C_\mu$  = constante turbulenta

$\omega$  = especifica dissipação da energia cinética turbulenta

$\rho$  = densidade

$Pr_t$  = número de Prandtl turbulento

$Pr$  = número de Prandtl

$\tau_{wall}$  = tensão de cisalhamento da parede

$T_w$  = temperatura da parede

$q_w$  = fluxo de calor na parede

$c_p$  = calor específico

$q_g$  = são o calor trocado por radiação gasosa (W),

$\sigma$  = a constante de Stefan-Boltzmann ( $W/m^2.K^4$ ),

$A$  = a área de troca de calor ( $m^2$ ),

$f$  = o fator de correção para invólucros cinzas,

$T$  = temperatura média dos gases (K),

$T_p$  = temperatura de parede (K),

$\varepsilon_g$  = emissividade do gás avaliada na temperatura absoluta  $T$

$\alpha_g$  = absorptividade do gás para radiação proveniente do invólucro na temperatura absoluta  $T_p$ .

$p_c$  = pressões parciais do  $CO_2$

$p_w$  = pressões parciais de  $H_2O$

$p_t$  = pressão total de mistura

$\varepsilon_c$  = emissividade do  $CO_2$  avaliada na temperatura  $T$ ,

$\varepsilon_w$  = emissividade do  $H_2O$  avaliada na temperatura  $T$ ,

$f_c$  = fator de correção da emissividade do  $CO_2$  para a pressão desejada,

$f_w$  = fator de correção da emissividade do  $H_2O$  para a pressão desejada

$\Delta\varepsilon$  = correção devido à presença simultânea de gases  $CO_2$  e  $H_2O$ , na temperatura absoluta  $T$

$F_{l-(i,j)}$  = fatores de forma entre o plano fictício radiante e os tubos

$q_{plano}$  = fluxo de calor do plano radiante

## RESUMO

Superaquecedores de vapor são geralmente submetidos a elevados gradientes térmicos que exigem atenção especial no intuito de minimizar problemas associados à fluência do material e, por consequência, indisponibilidade da planta termoeletrica. Trabalhos já concluídos têm contribuído significativamente para a redução de temperaturas de parede e, portanto, na frequência de paradas forçadas da planta. Este trabalho apresenta uma metodologia para solução numérica integrada do problema de transferência de calor entre gases e vapor, bem como resultados preliminares para o domínio do superaquecedor final de um gerador de vapor. Diferentes códigos computacionais existentes no mercado representam hoje ferramentas de valor fundamental para a análise e aperfeiçoamento de projetos de unidades geradoras de vapor, bem como propiciar um melhor entendimento de problemas responsáveis pelo mal funcionamento dos equipamentos a eles associados. No caso específico das unidades geradoras de vapor do complexo Jorge Lacerda de Capivari de Baixo-SC, a maioria das paradas forçadas ocorre, principalmente, devido a falhas por fluência nos tubos do superaquecedor final e rea aquecedor. Este trabalho tem como objetivo mapear o campo de temperaturas nas paredes dos tubos e na região dos gases ao longo do superaquecedor final, utilizando-se como ferramenta computacional um código comercial CFD. A metodologia adotada consiste na divisão do domínio total em subdomínios menores, levando-se em conta os mecanismos de transferência de calor envolvidos, considerando-se inclusive a radiação em meios participantes, tendo-se em vista a presença significativa de gases  $\text{CO}_2$  e vapor d'água, bem como a radiação proveniente da fornalha e que atinge parte da superfície de alguns tubos do superaquecedor final.

Os resultados encontrados atendem à expectativa inicial, apresentando diferenças aceitáveis quando comparadas com os valores medidos. Estas diferenças são em parte justificadas pelas hipóteses consideradas nas condições de contorno de fluxo prescrito nos tubos do superaquecedor final. Para se conseguir resultados consistentes, os subdomínios próximos às paredes recebem tratamento especial, tendo-se em vista a ocorrência de fortes gradientes de velocidade e de temperatura nesta região.

**Palavras-chave:** Caldeiras a Carvão Pulverizado, CFD em Caldeiras, Superaquecedor de Vapor, Feixes Tubulares

## ABSTRACT

Superheaters are usually submitted to high thermal gradients which ask special attention in order to reduce operational problems due to the failure tubes. These failures are usually associated to the material fluence and they may cause the forced stop of thermoelectric plants. Researches have contributed significantly to reduce the wall temperatures and the increase availability of power plants. This work describes a methodology for a numerical solution of the heat transfer problem between steam and combustion gases, and preliminary results for a superheater temperature distribution of a steam generator. The CFD commercial softwares have been a powerful tool to analyze and improve the steam generator designs. In the specific case of Jorge Lacerda thermoelectric plant in Capivari de Baixo – Santa Catarina, most of the forced stops to maintenance occur due the fluency mechanism in the final superheater and reheater tubes. The goal of this work is identify the temperature field in the final superheater tubes by a CFD commercial software. The adopted methodology divides the superheater total domain at sub-domains, taking in account the different heat transfer mechanisms, like the flames and participating media radiation

Numerical results show an acceptable difference with the experimental ones. These differences are associated with the prescribed flux adopted as simplification in the boundary conditions tube. To get consistent results, the sub-domains near of the walls have a special treatment due to the high velocity and temperature gradients in this region.

Key-words: Pulverized Coal Boilers, CFD boilers, Superheater, Steam Generators, Heat Exchangers

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1. IMPORTÂNCIA E RESERVAS DE CARVÃO MINERAL

Ainda que a participação do carvão fóssil na matriz energética brasileira não seja significativa, devido a sua abundância, o carvão natural se torna um combustível de valor estratégico na produção e atendimento da demanda de energia do País, com reservas provadas da ordem de 1 trilhão de toneladas, suficiente para atender à demanda atual por mais de duzentos anos, como indicado na Tabela 1-1.

**Tabela 1-1: Reservas, produção e consumo de carvão mineral no mundo em 2002 (ANEEL, 2002)**

	Reservas (R)		Produção (P)		Consumo		R/P*
	10 <sup>6</sup> ton	Participação no total	10 <sup>6</sup> ton	Participação no total	10 <sup>6</sup> tEP	Participação no total	Anos
América do Norte	257.783,0	26,2%	1.072,2	22,2%	591,5	24,7%	240,4
América do Sul e Central	21.752,0	2,2%	53,8	1,1%	17,8	0,7%	404,3
Europa e antiga URSS	355.370,1	36,1%	1.161,0	24,0%	506,1	21,1%	306,1
África e Oriente Médio	57.077,0	5,8%	231,0	4,8%	99,0	4,1%	373,4
Ásia (Pacífico)	292.471,0	29,7%	2.314,7	47,9%	1.183,5	49,4%	126,4
Total	984.453,1	100,0%	4.832,7	100,0%	2.397,9	100,0%	203,7
Brasil	11.929,0	1,2%	5,80	0,1%	12,0	0,5%	>500

No Brasil, as principais reservas de carvão mineral estão localizadas no Sul do País, notadamente no Estado do Rio Grande do Sul, que detém mais de 90% das reservas nacionais [<http://www.aneel.gov.br>]. No final de 2002, as reservas nacionais de carvão giravam em torno de 12 bilhões de toneladas, o que corresponde a mais de 50% das reservas Sul-americanas e a 1,2% das reservas mundiais.

No entanto, segundo o Banco Energético Nacional (2003), o uso energético de carvão mineral ainda é bastante restrito, representando apenas 6,6% da matriz energética Brasileira. Entre outras razões, os altos teores de cinza e enxofre (da ordem de 50% e 2,5%, respectivamente) são os principais responsáveis pelo baixo índice de aproveitamento do carvão no Brasil. Para se aumentar

o consumo de carvão na produção de energia é necessário o desenvolvimento de novas tecnologias para a remoção de impurezas, bem como estudos voltados ao desenvolvimento de queimadores associados a diferentes condições de operação, que propiciem combustão mais eficiente, proporcionando maiores índices de aproveitamento desse recurso.

## 1.2. GERAÇÃO TERMOELÉTRICA A CARVÃO NO BRASIL

A abundância das reservas, associada ao desenvolvimento de tecnologias de limpeza e combustão eficiente, conjugadas à necessidade de expansão do parque gerador e restrições ao uso de outras fontes alternativas de produção de energia elétrica, indicam que o carvão mineral continuará sendo, por muitas décadas ainda, uma alternativa importante e acessível como fonte de geração de energia no Brasil. Na Tabela 1-2 se apresentam algumas termoeletricas a base de carvão mineral.

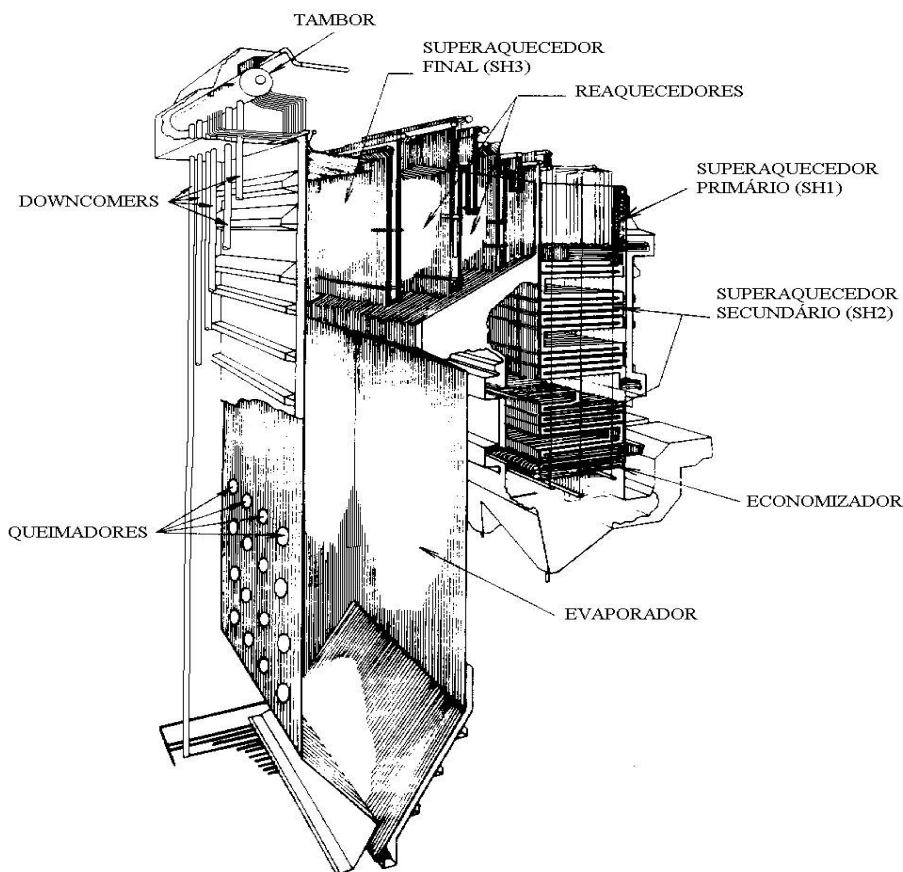
**Tabela 1-2: Centrais termelétricas a carvão mineral em operação no Brasil – situação em setembro de 2003 (ANEEL, 2003)**

Usina	Potência (kW)	Município
Charqueadas	72.000	Charqueadas - RS
Figueira	20.000	Figueira – PR
Jorge Lacerda I e II	232.000	Capivari de Baixo – SC
Jorge Lacerda III	262.000	Capivari de Baixo – SC
Jorge Lacerda IV	363.000	Capivari de Baixo – SC
Presidente Médici A/B	446.000	Candiota – RS
São Jerônimo	20.000	São Jerônimo – RS

## 1.3. Descrição da Unidade Geradora de Vapor

A planta termoeletrica em análise consiste de um ciclo Rankine modificado com trocadores de calor regenerativos, com potência nominal de 125 MW, proporcionada por uma unidade geradora de vapor que produz 248 ton/h de vapor a 120 bar e 530 °C (ver Figura 1-1). Este gerador de vapor é do tipo aquotubular, queimando carvão pulverizado em suspensão. Esta unidade pertencente ao Complexo Termelétrico Jorge Lacerda situado no Município de Capivari de Baixo – SC.





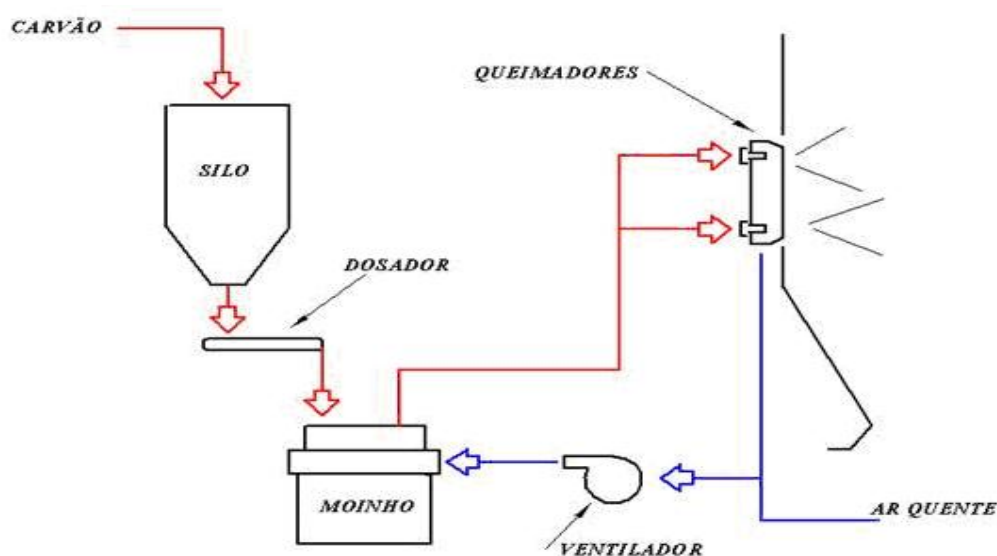
**Figura 1-1 Unidade geradora de vapor instalada na Usina Jorge Lacerda da empresa Tractebel Energia (Capivari de Baixo – SC), (Reinaldo R F, 2004)**

A fornalha é um componente da unidade geradora de vapor destinado a converter a energia química do combustível em energia térmica. De acordo com o tipo e a qualidade do combustível disponível, os projetos têm se alternando entre fornalhas para queima em suspensão, queima em grelha ou queima em leito fluidizado. As fornalhas de queima em suspensão têm aplicação mais abrangente, permitindo a queima de óleo, carvão pulverizado ou mesmo gás natural.

Nos processos atuais de combustão pulverizada, o carvão é moído e soprado para dentro da fornalha juntamente com o ar primário, aumentando substancialmente a eficiência da combustão. A maioria das tecnologias modernas de combustão pulverizada atinge atualmente eficiências da ordem de 99% . A eficiência de conversão da energia térmica em energia elétrica pode chegar a 43%, em plantas com ciclo a vapor supercrítico, com temperaturas variando entre 700°C e 720°C.

O carvão pulverizado tem se apresentado ainda como uma alternativa viável para uso na produção de energia elétrica. Os queimadores a base de carvão pulverizado têm sido projetados com os mesmos critérios adotados em queimadores a base de óleo, evitando desta forma contatos da chama com as paredes da fornalha e garantindo uma mistura rigorosa com o ar de combustão. O uso de carvão pulverizado exige, entretanto alguns cuidados especiais no que tange a sua utilização,

envolvendo o emprego de esteiras transportadoras, silos, moinhos e sistemas complementares com o intuito de se garantir estabilidade de chama e eficiência de combustão. (ver Figura 1-2).



**Figura 1-2 Esquema simplificado do processo do processo de moagem e de transporte de carvão pulverizado, (Bazzo E, 1997)**

As caldeiras aquotubulares são construídas de modo que a água circule por dentro de tubos de pequeno diâmetro, dispostos na forma de paredes de água e/ou feixes tubulares. As paredes de água delimitam a câmara de combustão, onde predomina a troca de calor por radiação. Os superaquecedores e os reaquecedores são interligados por coletores e estão localizadas nas partes altas posteriores da caldeira, onde os mecanismos principais de transferência de calor são a convecção e a radiação gasosa. Os tubos são suportados pelos próprios coletores de vapor e condensado, como mostra o esquema simplificado da Figura 1-3. Há, por tanto, plena liberdade de expansão e de contração dos tubos. As paredes de água têm circulação independente, podendo os tubos ser apoiados na própria parede da fornalha. A velocidade dos gases de combustão varia entre 4 e 10 m/s, de acordo com o teor de cinzas e teor de umidade do carvão queimado.



Figura 1-3 Superaquecedor final

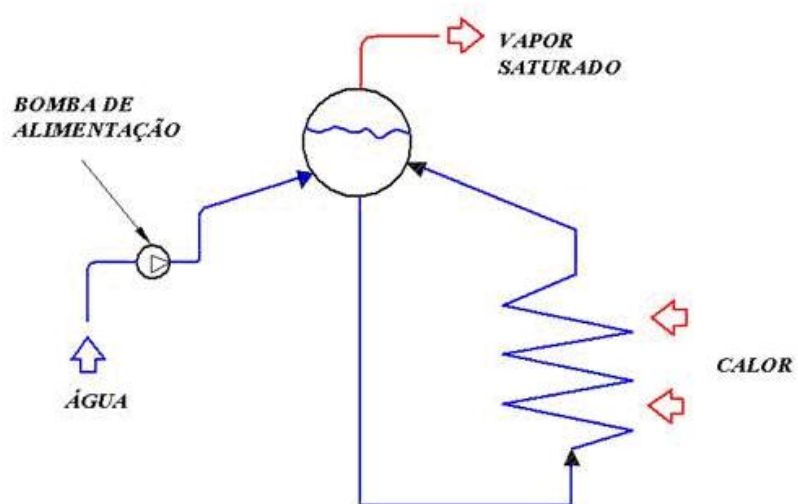


Figura 1-4 Esquema de uma caldeira aquotubular com tambor separador, (Bazzo E, 1997)

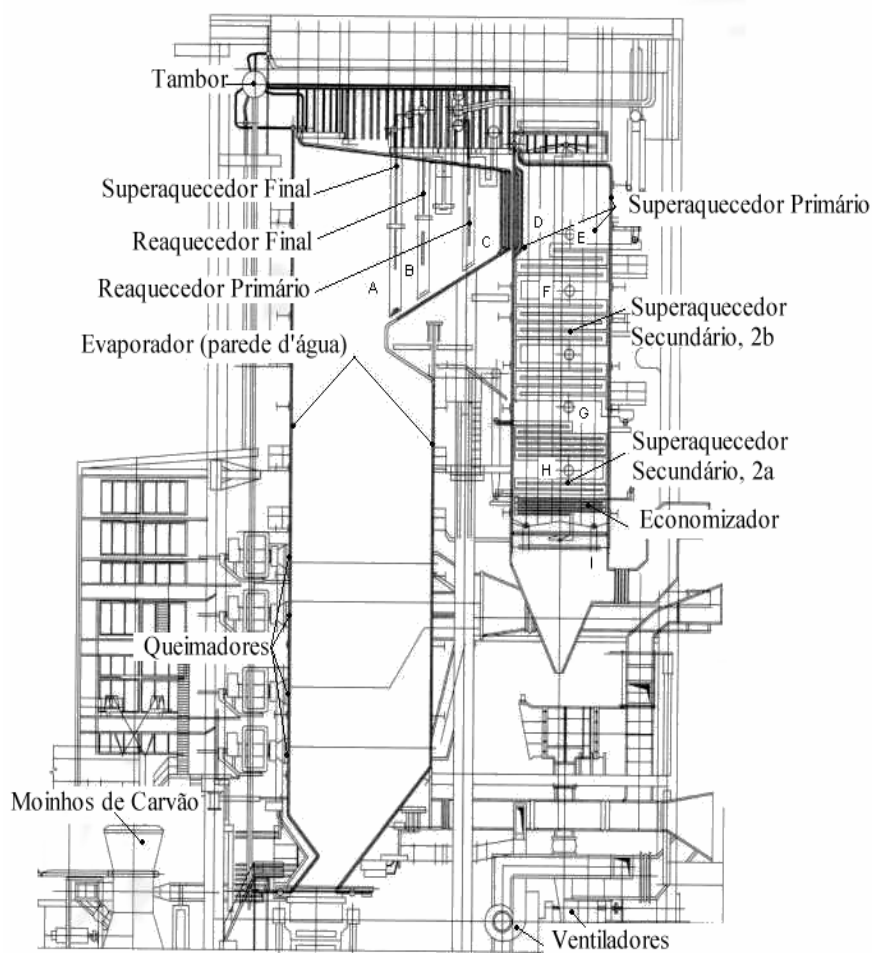


Figura 1-5 Unidade geradora de vapor e seus componentes principais, (Bazzo, Reinaldo *et al.*2004)

A circulação natural é característica da maioria das caldeiras aquotubulares. Entretanto sua abrangência é limitada às unidades de grande porte, até pressões da ordem de 160 bar. A partir deste valor, a circulação natural fica prejudicada pela pequena diferença entre os pesos específicos das fases líquido e vapor. A circulação natural é garantida por feixes tubulares ou por paredes de água, constituídos por tubos de grande diâmetro e que atendem a inclinação mínima recomendada.

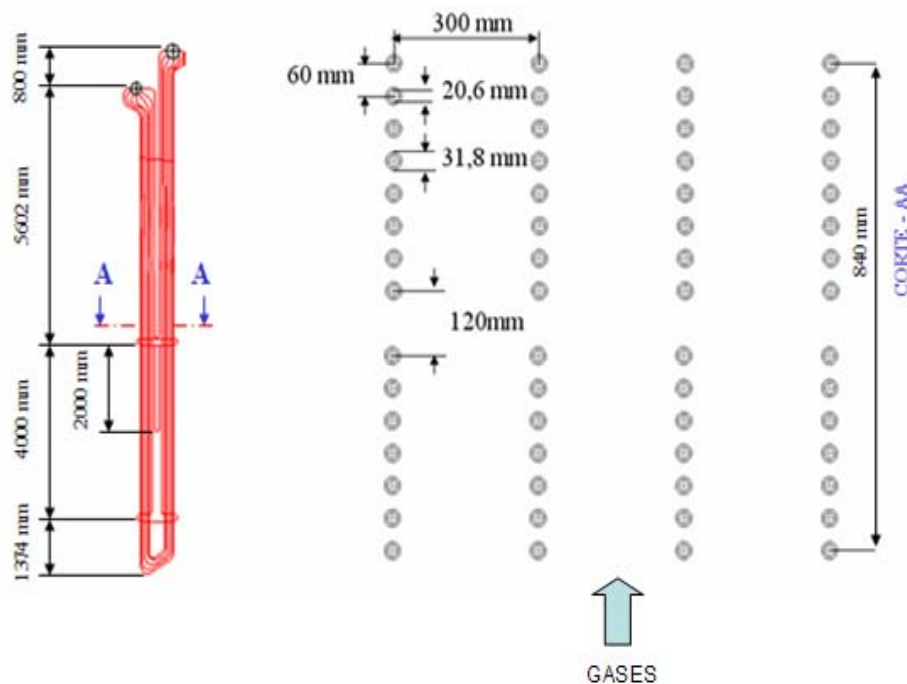
#### 1.4. Superaquecedor de Vapor em Estudo

O foco principal da análise é o superaquecedor final de vapor, onde as temperaturas são muito altas, provocando fluência ou fadiga térmica do material do feixe tubular. Na unidade geradora sob análise, os operadores da usina são orientados a evitar temperatura de parede dos tubos superiores a 545 °C.

Superaquecedores são painéis tubulares inseridos no circuito dos gases com a finalidade de se superaquecer o vapor d'água gerado pela caldeira. A temperatura requerida para o vapor é fator

determinante para a localização do superaquecedor. Para temperaturas mais altas, é conveniente que seja instalado o mais perto possível da câmara de combustão. De acordo com sua localização, os superaquecedores são classificados em convectivos e radiantes.

A Figura 1-5 ilustra a unidade geradora de vapor em estudo, onde pode se observar o superaquecedor final na região superior. Nas Figura 1-3 e Figura 1-6 são apresentados detalhes relacionados com a geometria, diâmetro externo dos tubos, altura do painel, espaçamento longitudinal e espaçamento transversal, bem como a localização dos coletores de entrada e saída do vapor superaquecido.



**Figura 1-6 Espaçamento longitudinal e transversal dos painéis do superaquecedor final**

### 1.5. Parâmetros Operacionais

As condições de entrada no superaquecedor final da unidade em estudo foram obtidas de trabalhos realizados por Reinaldo (2004) e Nogueira *et.al.* (2005).

#### 1.5.1. Caldeira

Na Tabela 1-3 são apresentados valores da vazão do circuito água/vapor correspondentes às potências de operação de 137 e 125 MWe.

**Tabela 1-3. Vazões do circuito água/vapor, (Reinaldo, 2004)**

Local	Vazão (Ton/h)	
	137 (MWe)	125 (MWe)
Entrada Economizador	361,7	350,0
Entrada Reaquecedor	386,9	371,8
Saída Reaquecedor	402,7	385,0
Saída Superaquecedor	411,8	395,0

Na Tabela 1-4 são apenas apresentados os dados de temperatura e pressão do circuito água/vapor.

**Tabela 1-4. Temperatura e pressão do circuito água/vapor, (Reinaldo, 2004)**

Local	Temperatura (°C)		Pressão (bar)	
	137 (MWe)	125 (MWe)	137 (MWe)	125 (MWe)
Entrada economizador	164	160		
Saída economizador	191	191		
Barrilete	335,3	334,3	137,6	135,6
Entrada superaquecedor 2a	355	354		
Saída superaquecedor 2a	363	361		
Entrada superaquecedor 2b	337	336		
Saída superaquecedor 2b	473	461		
Entrada superaquecedor 3	429	428		
Saída superaquecedor 3	515	515	122,4	121,6
Entrada reaquecedor a	344	339	30,8	27,5
Saída reaquecedor a	433	427		
Entrada reaquecedor b	387	387		
Saída reaquecedor b	515	515		

### 1.5.2. Carvão

A composição média do carvão obtida através de análise química imediata e elementar é apresentada na Tabela 1-5 e na Tabela 1-6 respectivamente.

**Tabela 1-5. Análise imediata do carvão, (Reinaldo, 2004)**

<b>Componente</b>	<b>%</b>
Material volátil	20,9
Carbono fixo	32,1
Matéria inorgânica	37,0
Umidade	10,0

**Tabela 1-6. Análise elementar do carvão, (Reinaldo 2004)**

<b>Componente</b>	<b>%</b>
Carbono	43,04
Hidrogênio	2,87
Enxofre	2,87
Oxigênio + nitrogênio	4,22

### 1.5.3. Balanço de energia na unidade geradora de vapor

A Tabela 1-7 mostra a transferência de calor para as paredes de água, superaquecedor e reaquecedor da caldeira para a unidade geradora de vapor em análise, em valores calculados e medidos, correspondente à carga nominal de 125 MWe.

**Tabela 1-7. Calor transferido, potência 125 MWe, (Reinaldo, 2004)**

	Qconv, MW (Calculado)	Qrad, MW (Calculado)	Qtot, MW (Calculado)	Qtot, MW (Medido) <sup>1</sup>
Paredes de água	32,26	155,07	187,33	176,1
Superaquecedor final	9,60	19,54	29,14	27,6
Reaquecedor final	12,53	8,65	21,18	30,8

Pode-se observar na Tabela 1-7, que a radiação é dominante na fornalha e a sua contribuição corresponde a 83 % do calor total transferido para as paredes de água. A parcela radiativa também é superior à convectiva para o superaquecedor final, correspondente a 67 % do calor transferido. Para o reaquecedor, a convecção é o modo de transferência de calor dominante, corresponde a 59 % do calor transferido.

### 1.6. Justificativa

A competitividade das empresas geradoras de energia elétrica no mercado livre, necessariamente passa pela sua capacidade de fornecer energia elétrica de boa qualidade e sem interrupções. É desejável que o índice de indisponibilidade das centrais termoelétricas seja o menor possível. A ocorrência de falhas freqüentes em caldeiras de vapor tem gerado uma preocupação crescente do governo, técnicos e empresários ligados ao setor elétrico brasileiro. Segundo Felipe, e Santo , (1998), o rompimento de tubos é responsável pela maioria das paradas forçadas das unidades geradoras de vapor, de acordo com dados levantados pelo Grupo de Trabalho de Manutenção em Termoelétricas (GTMT) da Tractebel Energia S/A e dados de instituições internacionais de pesquisa na área de geração térmica. As falhas nos tubos respondem por aproximadamente 40% das paradas forçadas em caldeiras a carvão pulverizado (Xu *et al.*, 2000).

Os principais mecanismos de falhas nos superaquecedores de caldeiras das unidades geradoras que operam queimando carvão pulverizado (Figura 1-1) são erosão por cinzas leves, fluência e fadiga térmica. A fadiga térmica está associada com as tensões térmicas provocadas por oscilações de temperatura. No caso específico das unidades geradoras 5 e 6 do complexo Jorge Lacerda, pertencente ao grupo Tractebel Energia, amostras destes tubos são coletadas regularmente e são realizados ensaios com o propósito de identificar alterações importantes nas características do metal e possíveis causas de falhas nestes tubos. Segundo Bernardini *et al.*, (1999), o metal dos tubos do superaquecedor final tem apresentado estágio avançado de degradação resultante de exposição prolongada à temperaturas acima dos valores recomendados para condições de trabalho em exposição contínua, caracterizando o sobreaquecimento de longa duração, sendo responsável pela deformação e falha por fluência. Foi observada também a ocorrência de falha por sobreaquecimento de curta duração. Na Figura 1-7 é apresentada uma falha típica causada por sobreaquecimento de curta duração ocorrida em um dos tubos do superaquecedor final, caracterizada pela abertura tipo “boca de peixe” .

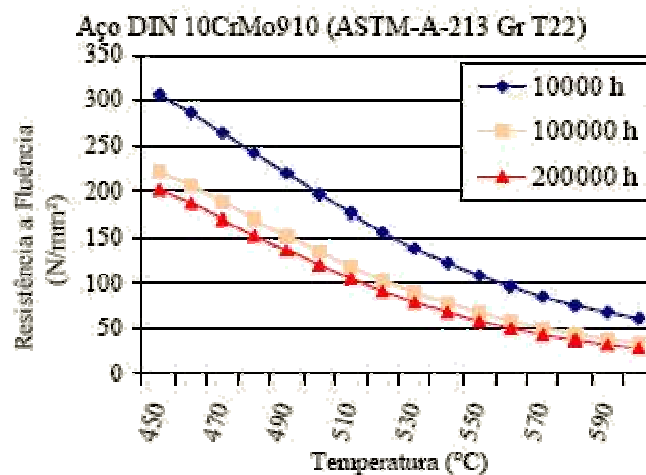




**Figura 1-7 Rompimento de tubo por fluência do material, (Bernardini et al, 1999)**

A fluência em um material é caracterizada pela ocorrência de deformação continua sob tensão abaixo do limite de escoamento quando a temperatura é suficiente para promover mobilidade atômica (Hertzberg, 1996). O conhecimento da temperatura do metal dos tubos é imprescindível para a determinação de sua vida útil residual, sendo assim importante a sua medição. As medições só podem ser realizadas em alguns poucos pontos e regiões no interior da caldeira, em decorrência do difícil acesso e dos altos níveis de temperaturas, bem como ao elevado custo que tal procedimento implica. Deste modo torna-se imperativo a determinação da distribuição da temperatura de metal dos tubos e a localização de seus valores máximos via simulação numérica, apresentando a vantagem de poder se obter esta distribuição para diferentes condições de operação da unidade geradora, no sentido de propor modificações que possam aumentar sua vida útil residual.

Conforme apresentado no gráfico da Figura 1-8 um aumento de temperatura de 50°C, resulta numa diminuição da vida útil em torno de 20 vezes para um tubo de aço DIN 10CrMo910.

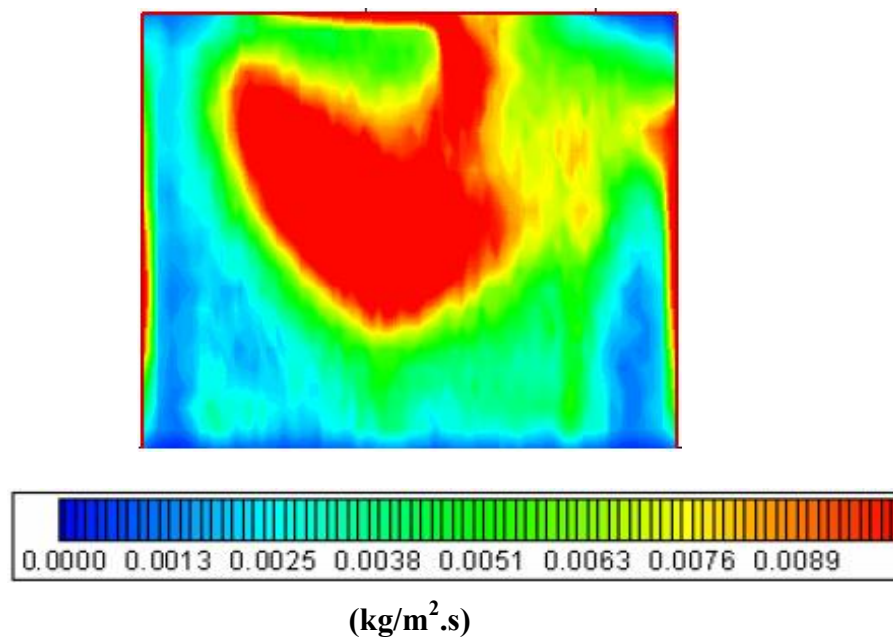


**Figura 1-8. Resistência à fluência, (Bernardini et al, 1999)**

Trabalhos desenvolvidos em parceria entre a UFSC e a Tractebel Energia, têm contribuído positivamente para a redução dos gradientes térmicos e, conseqüentemente, na diminuição dos níveis de temperatura de metal dos tubos do superaquecedor final e reaquecedores das unidades geradoras de vapor. Neste cenário, uma análise detalhada do processo de escoamento dos gases de combustão e da transferência de calor entre gases e vapor propiciaria um salto significativo na busca de subsídios para alterações de parâmetros geométricos e de operação que minimizem o problema.

Os trabalhos de simulação numérica em geradores de vapor disponíveis na literatura especializada têm sido focados, principalmente, na simulação da caldeira como um todo, onde os feixes tubulares têm sido modelados como meios porosos inseridos ao longo do domínio computacional, (Coelho, 1999). As parcelas referentes à queda de pressão e à transferência de calor são determinadas baseando-se através de correlações empíricas e adicionadas aos termos fonte das equações de Navier-Stokes e da conservação da energia, respectivamente. Este procedimento tem sido adotado nas soluções obtidas via simulação numérica, tendo-se em vista o excessivo número de volumes, decorrentes da diferença de escala entre as dimensões da caldeira e as dimensões dos tubos que compõem os feixes tubulares. Os resultados obtidos com essa técnica não fornecem informações detalhadas relativas aos campos de velocidades e de temperaturas ao longo dos feixes tubulares. Dessa forma, este trabalho se propõe a desenvolver uma metodologia para solução integrada dos campos de velocidades e de temperaturas dos feixes tubulares. Como objetivo específico, espera-se dispor de uma ferramenta computacional que contribua com a minimização de problemas associados a gradientes térmicos no superaquecedor final da unidade 6, em operação na central termoeletrica Jorge Lacerda.

A Figura 1-9 apresenta os resultados obtidos por (Reinaldo, 2004) para o campo de deposição de partículas, expresso em fluxo de massa por unidade de área, no plano de entrada do superaquecedor final na caldeira em análise. A Figura 1-10, apresenta uma fotografia da deposição de cinzas nos tubos do superaquecedor final.



**Figura 1-9. Deposição de partículas no plano de entrada do superaquecedor final , (Reinaldo, 2004)**



**Figura 1-10. Deposição de cinzas nos tubos do superaquecedor final, (Reinaldo, 2004)**

## CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Causas de Falhas em Caldeiras

Com o propósito de se identificar as variáveis mais influentes nas taxas de indisponibilidade das usinas termelétricas, torna-se altamente recomendável uma revisão cronológica associados às paradas forçadas associadas às falhas em caldeiras.

Segundo Isreb, (1997), a ocorrência de trincas em tubos expostos a altas temperaturas é um problema potencial após 35 a 40 anos de operação de plantas termoeletricas, provocando a diminuição da sua vida útil. Assim sendo, este problema deve ser considerado como um fator importante na análise de superaquecedores, uma vez que estes estão expostos a condições severas de níveis de temperaturas; a recomendação é que devem ser projetados para temperaturas levemente acima da temperatura média do vapor.

Chaves *et.al* (2003), mostram que os principais tipos de falhas em caldeiras são causadas por sobreaquecimento e corrosão. As maiorias das falhas em geradores de vapor ocorrem em componentes pressurizados, constituídos, principalmente, pelos tubos e vasos de pressão que constituem a parte significativa de um sistema de geração de vapor. Via de regra, as falhas nos componentes pressurizados estão confinadas a componentes de geometria cilíndrica de pequenos diâmetros, utilizados para a transferência de calor nas caldeiras. As falhas de tubos por superaquecimento são causadas pela exposição dos mesmos a elevadas temperaturas ao longo do tempo, provocando a diminuição da resistência mecânica do material. No interior dos tubos a presença de depósitos de metais, como por exemplo, a camada de óxido e outras impurezas, funcionam como um isolante térmico, prejudicando a troca de calor entre os gases e o vapor, fazendo com que a temperatura de parede dos tubos se eleve sensivelmente. Na Figura 2-1 é apresentada uma fotografia ilustrando os efeitos nocivos dos depósitos.

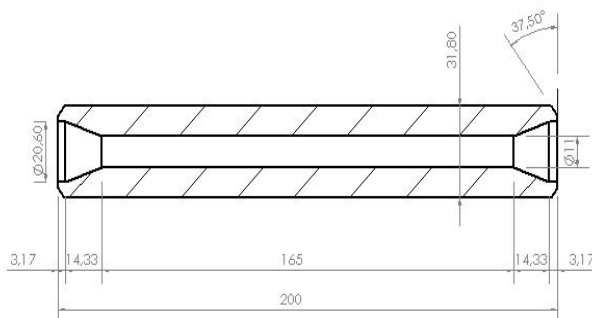
Rahimi, Khoshhal *et al.*, (2006), apresentam os resultados das principais causas de falhas observados em tubos do superaquecedor final de uma planta termelétrica com potência nominal de 320 MW, consumindo gás natural, instalada no Iran. Os danos se concentram numa serie de cotovelos de ligação entre os tubos. Para este estudo foi desenvolvido um modelo computacional tridimensional baseado no método dos volumes finitos, (Patankar, 1980), onde as equações governantes foram discretizadas usando esquemas de segunda ordem e o acoplamento pressão-velocidade foi tratado utilizando-se esquema SIMPLE. Os resultados teóricos obtidos demonstraram que a ruptura nos cotovelos de ligação entre os tubos acontecia com mais frequência naqueles que faziam as ligações dos tubos mais longos, os quais estavam submetidos a uma temperatura de metal mais elevada do que os tubos mais curtos. Tal fato justificava a principal

razão para a ruptura dos cotovelos, decorrentes da mudança na microestrutura do metal devido à sua exposição a temperaturas mais altas. Estas observações foram feitas a partir das análises microfotográfica dos corpos de provas confeccionados com o metal dos tubos.



**Figura 2-1. Depósito no interior de tubos de caldeiras, (Cháves *et.al*, 2003)**

Nogueira *et al.*, (2005), desenvolveram um projeto com o objetivo de dimensionar redistribuidores de fluxo (restritores) de vapor superaquecido, visando adequar as temperaturas de metal dos tubos do superaquecedor final. A técnica de inserção dos restritores de fluxo foi baseada na perda de carga resultante do escoamento de vapor em cada tubo do feixe tubular e conseqüentemente, refletindo numa nova distribuição mássica de vapor. A Figura 2-2 apresenta um esquema de um tipo de restritor utilizado.



**Figura 2-2. Restritor de fluxo instalado no superaquecedor final da unidade geradora de vapor, (Nogueira *et.al.*, 2005)**

## 2.2. Modelagem em caldeiras

A seguir são descritos, em seqüência cronológica decrescente, alguns trabalhos precursores e relevantes relacionados à simulação numérica voltada a geradores de vapor e feixes tubulares.

Prieto, Suárez *et al.*, (2007), apresentam um modelo focado na simulação do comportamento térmico de feixes tubulares pertencentes ao reaquecedor. Nesse trabalho, os autores apresentam modelos matemáticos de código CFD mais voltados ao processo da combustão em si, não apresentando uma análise detalhada do comportamento hidrodinâmico e térmico dos gases de combustão na região dos feixes tubulares. Trataram o domínio dos feixes tubulares como um meio

poroso tendo-se em vista a diferença de escala entre as dimensões do domínio e o diâmetro dos tubos constituintes dos feixes tubulares. Utilizando o conceito de meio poroso obtiveram a resistência ao escoamento provocada pela presença dos feixes tubulares e aplicaram correlações empíricas para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção e por radiação em cada volume de controle. Os valores obtidos para os gradientes de pressão e para o fluxo de calor foram inseridos nas equações de conservação da quantidade de movimento como termos de fonte, aplicadas a cada volume de controle da malha aplicada ao domínio como um todo.

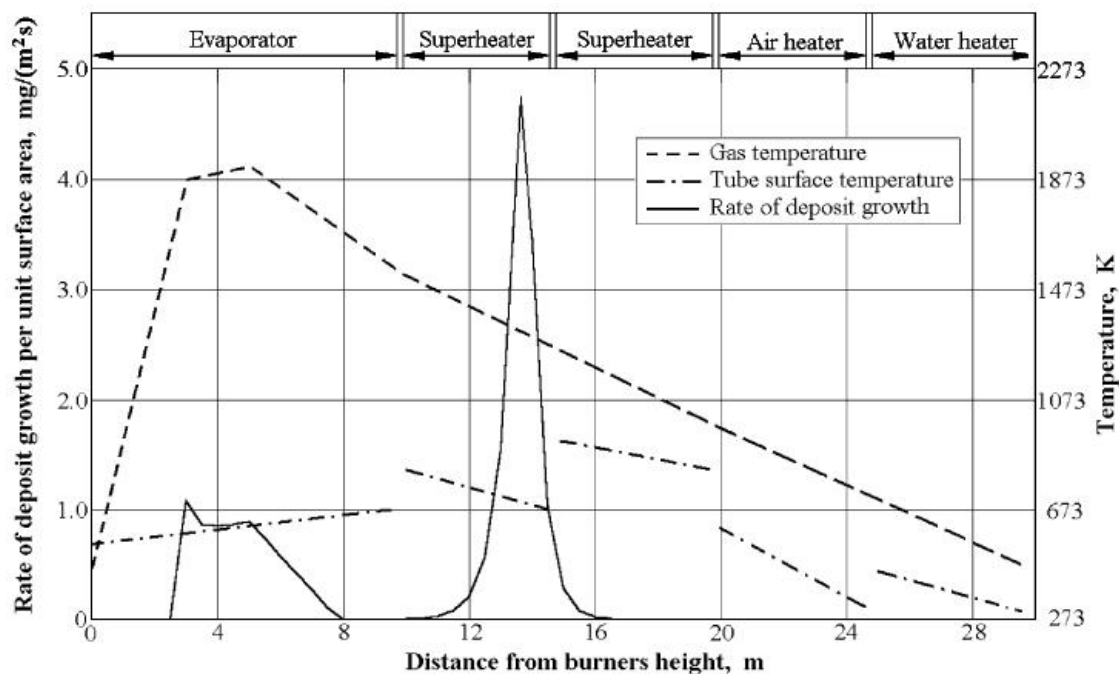
Vuthaluru e Vuthaluru, (2006) utilizaram o código comercial FLUENT para analisar o processo de combustão para diferentes condições de operação em uma caldeira com potência nominal de 500 MW, bem como a influência do excesso de ar na temperatura de equilíbrio da fornalha. Os autores ressaltam que nos últimos 20 anos, o CFD tem ganhado reputação por ser uma ferramenta efetiva na identificação e solução pró-ativa de problemas associados à combustão de carvão pulverizado. A geometria e malha da fornalha foi realizada utilizando-se o gerador de malhas GAMBIT e sobre essa malha, foram aplicados os modelos matemáticos pertinentes aos diferentes fenômenos físicos presentes no processo de combustão.

Iranzo, Cortés *et al.*, (2001) simularam o funcionamento de uma caldeira a vapor de uma central térmica existente com potência nominal de 350 MW através de um código CFD. Seus resultados enfatizam e se relacionam com as exigências ambientais a respeito das emissões gasosas ( $\text{NO}_x$  e  $\text{CO}_2$ ) e de partículas. Justificam também a necessidade de uma pesquisa contínua em novas tecnologias voltadas ao uso do carvão sem produzir agressão ao meio ambiente. Enfatizam que, para este fim, é imprescindível estudar em profundidade alguns dos processos que ocorrem na fornalha, sendo os mais relevantes a combustão do carvão, a formação de poluentes e a transferência de calor pelas paredes da fornalha. Na visualização dos resultados dos campos de temperatura, o estado de limpeza dos tubos representa uma condição relevante na interpretação dos resultados, uma vez que uma boa concordância com valores medidos só era obtida quando os tubos se apresentavam limpos de fuligem e de cinzas, evidenciando dependência do grau de deposição de cinzas nas paredes e nos tubos dos feixes tubulares. A caracterização e taxa da deposição de cinzas é extremamente complexa e tem gerado uma quantidade significativa de trabalhos de pesquisa devido à sua relação direta com a transferência de calor nas paredes da fornalha e feixes tubulares. Os resultados comparados com dados experimentais coletados para um dado intervalo de tempo apresentaram alta taxa de transferência de calor, porém com o passar do tempo, a taxa de transferência de calor diminuiu devido ao processo de deposição de cinzas sobre os tubos dos feixes tubulares. Como proposta para continuidade dos trabalhos, os autores pretendem utilizar os dados de fluxos, convectivo e radioativo, medidos para estimar a resistência térmica imposta pela

deposição para permitir a simulação do funcionamento da caldeira para diferentes taxas de deposição de cinzas.

Numerosos trabalhos realizados com o auxílio de CFD em caldeiras são focados principalmente na fornalha e no processo de combustão. Stopford, (2002) desenvolveu seu trabalho em fornalhas e caldeiras industriais enfocando o processo de combustão baseando-se no código comercial CFX-4. Por sua vez, Xu, Azevedo *et al.*, (2000) apresentam uma simulação numérica do escoamento e do processo de combustão numa fornalha com queima em suspensão de carvão pulverizado, para se testar o comportamento da fornalha para diferentes cargas de operação e fluxo de ar no estudo das emissões de  $\text{NO}_x$ .

Tendo-se em mente as conclusões apresentadas no trabalho de Iranzo, Cortés *et al.*, (2001), foi também realizado uma breve revisão dos trabalhos desenvolvidos sobre deposição de cinzas para melhor determinar as hipóteses simplificativas e condições de contorno a serem utilizadas. Tomeczek, Palugniok *et al.*, (2004) demonstraram que o aumento dos depósitos de cinzas é rápido nos primeiros três meses de operação da caldeira, após este tempo, a deposição de cinzas permanece quase estável. Após nove meses de operação, se observa uma espessura na ordem de 30 mm, sendo que as maiores taxas de deposição acontecem na região do superaquecedor final, tal como é mostrado na Figura 2-3.



**Figura 2-3 Taxa do aumento de deposição por unidade de área de superfície em tubos ao longo da caldeira e no final do período do sexto mês de operação, (Tomeczek, Palugniok *et al.*, 2004)**

Na Figura 2-3, dois picos de deposição podem ser observados, sendo que o primeiro está relacionado às paredes d'água e o segundo ao superaquecedor final. Nota-se que a maior deposição

está localizada no superaquecedor final. Os autores concluíram que o aumento inicial da taxa de deposição é de 1 mm/mês na câmara de combustão e de 10 mm/mês nos tubos do superaquecedor final, decrescendo após três meses de operação.



## CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA

O propósito da solução proposta é a obtenção dos valores, locais e médios, da temperatura dos tubos do superaquecedor final e do campo de temperatura dos gases de combustão, com a finalidade de identificar gradientes térmicos e localizar pontos associados a valores críticos de temperatura ao longo do superaquecedor final. Poderá também, em trabalhos futuros, avaliar consequências advindas de eventuais alterações introduzidas na geometria da fornalha e do procedimento operacional da unidade geradora de vapor.

Segundo o Iranzo, Cortés *et al.*, (2001) a aplicação de um código CFD requer a consecução das seguintes etapas:

- 1) Estabelecimento das hipóteses simplificadoras;
- 2) Definição da geometria a ser estudada e domínio computacional;
- 3) Geração de malha para discretização das superfícies e dos volumes;
- 4) Definição das equações governantes e estabelecimento das condições de contorno;
- 5) Caracterização dos domínios materiais e das propriedades físicas associadas;
- 6) Discretização das equações e modelos que descrevem os fenômenos físicos e químicos;
- 7) Resolução das equações discretizadas por métodos numéricos;
- 8) Obtenção e visualização de resultados.

Na prática as oito etapas mencionadas podem ser agrupadas em três etapas globais, aceitas para qualquer aplicação CFD: o pré-processamento (etapas de 1 a 6), processamento (etapa 7) e pós-processamento (etapa 8).

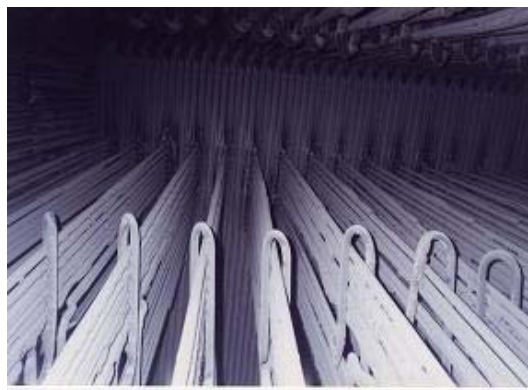
### 3.1. Domínio Computacional

A região de estudo definida para análise do escoamento se concentra entre a região de saída da câmara de combustão e a região de entrada do reaquecedor de vapor. Como hipótese simplificativa, considera-se o superaquecedor constituído por tubos de mesmo comprimento, formando uma fileira de 14 tubos retilíneos na direção do escoamento, com os espaçamentos longitudinais e transversais mostrados na Figura 1-6.

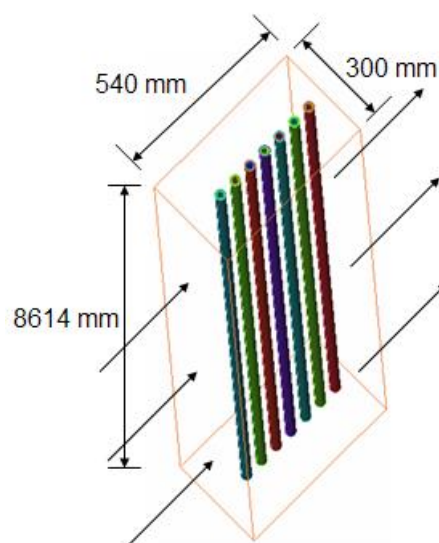
Considerando a significativa diferença de escala entre o diâmetro dos tubos do superaquecedor final (31,8 mm) e a largura total da unidade geradora de vapor (12.000 mm), o domínio computacional completo do feixe tubular foi subdividido em subdomínios computacionais, para que resulte em um número de células compatível com a capacidade de processamento e de

armazenamento dos computadores disponíveis no LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos da UFSC.

A Figura 3-1 mostra uma parte dos painéis do superaquecedor final, enquanto que a Figura 3-2 apresenta o subdomínio computacional utilizado no processo de simulação numérica com tamanho de 8.614mm x 300mm x 540mm, incluindo um painel, constituído por sete tubos. O escoamento ocorre de esquerda para a direita, orientado na direção dos painéis e nos sentidos das setas mostradas na Figura 3-2.



**Figura 3-1. Detalhes de montagem dos painéis do superaquecedor final**

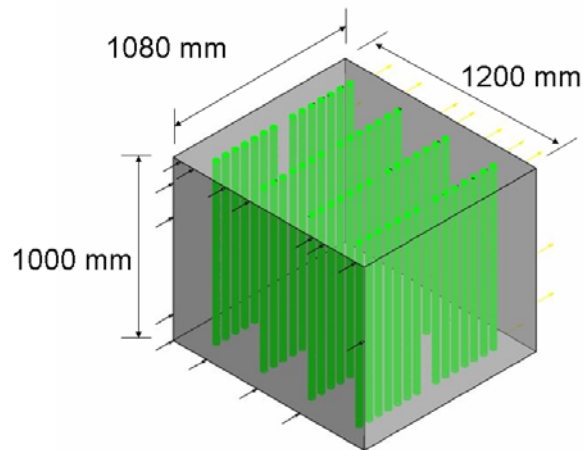


**Figura 3-2. Subdomínio computacional para solução numérica do problema associado ao superaquecedor final**

### 3.1.1. Dimensões da malha

Tendo-se em conta as dificuldades com relação às diferenças de escala descritas acima, o domínio computacional foi subdividido em subdomínios de menores dimensões e está apresentado

na Figura 3-3. Para a definição inicial do tipo de malha com a qual estes domínios serão discretizados, optou-se por se testar malhas de formato hexaédrico e tetraédrico. Para os dois tipos de formatos testados, a do tipo tetraédrico resultou num maior número de elementos para uma mesma dimensão de células. Tendo-se em vista o menor número de elementos e na expectativa de uma menor carga computacional, optou-se pela malha de formato hexaédrico.



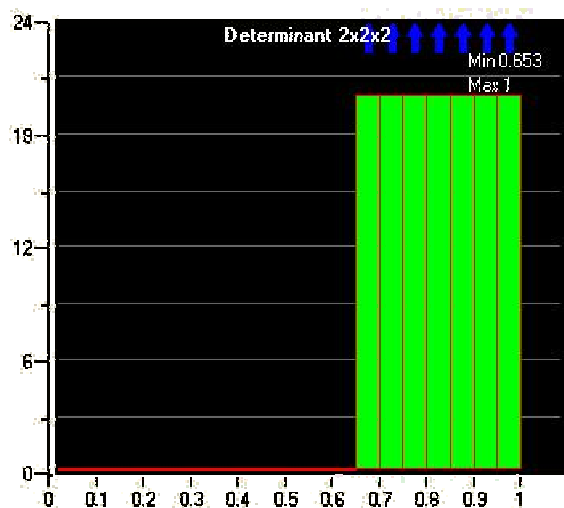
**Figura 3-3. Subdomínio reduzido, para avaliação de malhas.**

A qualidade das malhas hexaédricas obtidas pode ser mensurada através de parâmetros relacionados a aspectos topológicos de sua geometria, os quais vão garantir boa qualidade dos resultados para o processo de solução das equações governantes discretizadas ao longo do domínio computacional. O descuido na análise e na adoção de parâmetros adequados pode resultar em convergência pobre ou, até mesmo, divergência do processo iterativo de solução. O manual de utilização do algoritmo CFX apresenta recomendações a serem seguidas para alguns parâmetros relevantes para as malhas de formato hexaédrico, descritos a seguir:

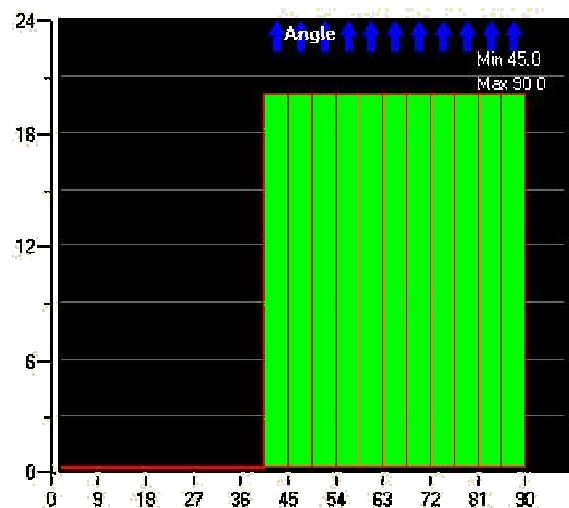
- ✓ O determinante da matriz formada pelas métricas da transformação da malha (jacobiano), deve estar compreendido no intervalo entre zero e um. Um determinante de valor unitário indica um elemento perfeitamente regular, enquanto que um determinante de valor nulo indica um elemento totalmente distorcido. As recomendações são valores ideais e aceitáveis. Valores aceitáveis estão associados com valores de determinantes maiores que 0,3 enquanto os valores ideais produzem resultados para o determinante acima de 0,6.
- ✓ Os ângulos internos entre as arestas da malha, são calculados para cada elemento, fornecendo outra indicação da qualidade da malha no que diz respeito à distorção dos elementos. As recomendações disponíveis no manual classificam como um ângulo aceitável àqueles maiores do que  $18^\circ$  e ideais para os ângulos maiores do que  $27^\circ$ .

- ✓ Razão de aspecto é o valor do quociente entre duas arestas em direções diferentes dos elementos. Para as malhas hexaédricas, o menor quociente recomendado entre as arestas não deve ser inferior a 1:100.

Neste aspecto as malhas geradas neste trabalho cumprem com os parâmetros estabelecidos, podendo-se afirmar que a malha possui uma boa qualidade, essencial para o bom funcionamento do módulo de solução do algoritmo CFD. Na Figura 3-4, e na Figura 3-5 são apresentados os histogramas de análise do determinante e do ângulo da malha gerada.



**Figura 3-4. Histograma do análises do determinante**



**Figura 3-5. Histograma do análises do ângulo**

Ainda segundo o Manual do CFX, uma das questões relevantes para o bom funcionamento dos modelos de turbulência é uma boa resolução da malha no interior da camada limite. Dois critérios são selecionados:

- ✓ Mínima distância entre os nós dos elementos pertencentes à camada limite;
- ✓ Mínimo número de nós no interior da camada limite.

A mínima distância entre nós depende fortemente da função de parede a ser utilizada e do modelo de turbulência. No problema em estudo o foco principal é o campo de temperaturas dos gases de combustão e o campo de temperaturas de parede dos tubos do superaquecedor final. Para tanto se faz necessária precisão na solução para o campo de temperaturas no interior da camada limite adjacente aos tubos com o intuito de resolver de maneira efetiva a transferência de calor dos gases para os tubos. No algoritmo comercial CFX recomenda-se para este fim, a utilização do modelo de turbulência SST (shear stress transport), descrito com mais detalhe no capítulo seguinte. Este modelo impõe uma restrição na distância adimensional do primeiro nó a partir da parede, a qual não pode ser maior do que 2, ou seja:

$$\Delta y^+ \leq 2 \quad (3.1)$$

Desta forma como estimativa inicial a distância do primeiro nó a partir da parede do tubo deve ter valores fornecidos pela equação (3.2) a seguir:

$$\Delta y = D_{ext} \cdot \Delta y^+ \sqrt{80} \cdot \text{Re}_{Dex}^{-13/14} \quad (3.2)$$

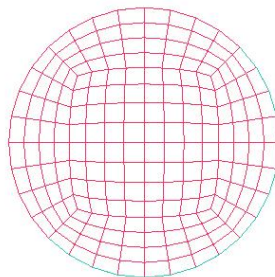
onde  $D_{ext}$  e  $\text{Re}_{Dex}$  são o diâmetro externo e o numero de Reynolds para o escoamento externo dos gases de combustão respectivamente. A partir deste nó são gerados os seguintes com um fator de crescimento de 10%, formando assim as camadas ao redor dos tubos. Para o interior dos tubos a distância adimensional para o primeiro elemento perto da parede está relacionada diretamente à tensão de cisalhamento na parede interna, segundo Fox et.al (2006), a tensão de cisalhamento na parede no interior de tubos é calculada pela equação (3.3).

$$\tau_p = 0,0332 \cdot \rho \cdot V_{media}^2 \cdot \left( \frac{\nu}{R_{interno} \cdot V_{media}} \right)^{0,25} \quad (3.3)$$

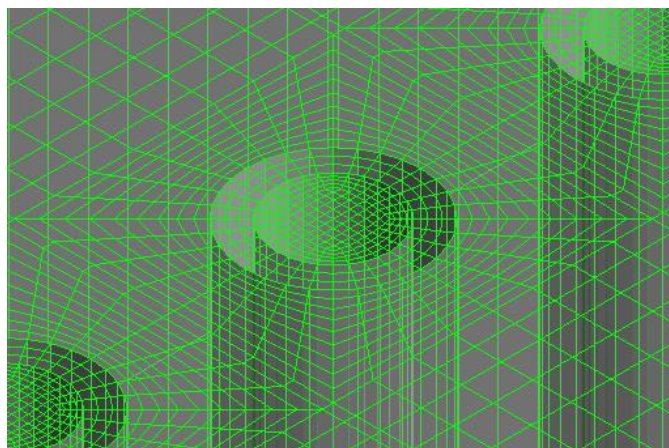
Os valores de  $\rho$ ,  $\nu$  e  $V_{media}$  são a densidade, a viscosidade cinemática e a velocidade média no interior do tubo, respectivamente. O valor de  $\Delta y$  é dado pela equação (3.4).

$$\Delta y = \frac{y^+}{\left( \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \right)} \cdot \nu \quad (3.4)$$

O valor de  $\Delta y$  para o interior dos tubos mostrou valores mínimos, na ordem de micrometros, fazendo inviável a geração da malha para os valores de  $y^+$  sugeridos. Por tanto foi necessário empregar uma malha mais grosseira no interior dos tubos. A malha está apresentada na Figura 3-7, mostrando detalhes ao redor dos tubos. Para a geração da malha do vapor, se utilizou a técnica “o-grid” que facilita o malhado interno nos tubos, assim como também para geometrias curvas.



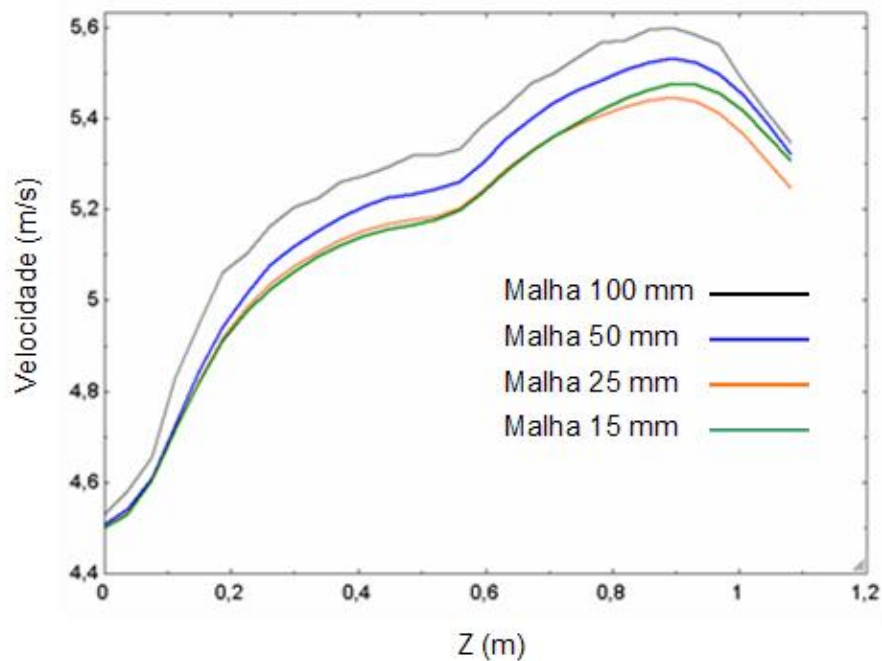
**Figura 3-6. Técnica o-grid, para geração de malha em geometrias curvas**



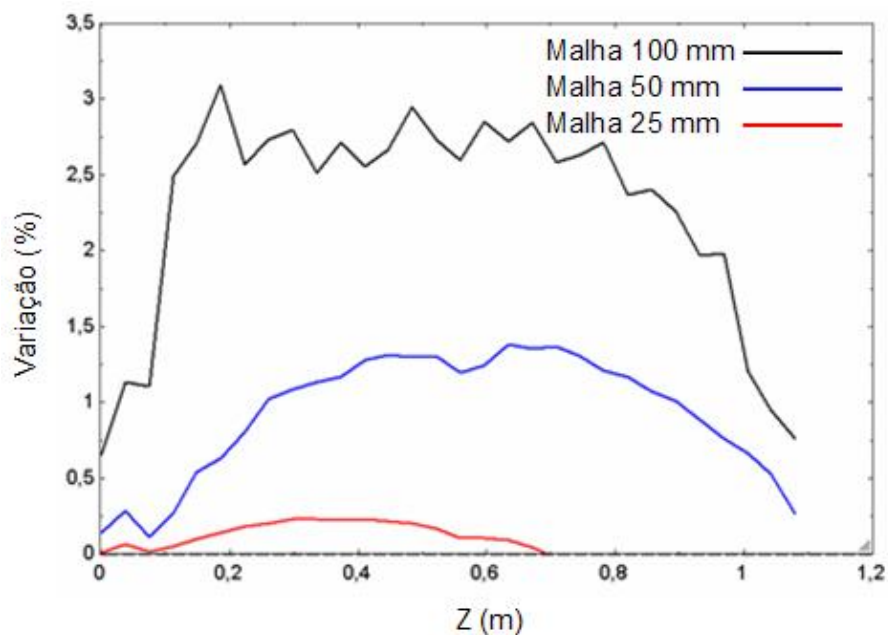
**Figura 3-7. Configuração da malha hexaédrica para o domínio computacional**

### **3.1.2. Análises comparativa para diferentes dimensões da malha**

Tendo-se definido o tipo de malha como sendo a hexaédrica, procedeu-se o estudo de diferentes tamanhos de malha para o subdomínio mostrado na Figura 3-3. Com o intuito de se encontrar um tamanho adequado, definido como sendo aquele que, a partir do qual, um refinamento adicional não produza uma melhora significativa na qualidade da solução obtida. Desta maneira obtém-se o maior tamanho de malha possível que resulte numa qualidade aceitável para a solução convergida. Foram testados 4 tamanhos diferentes de malha: 100 mm (com 92.611 elementos), 50 mm (com 206.221 elementos), 25 mm (com 554.561 elementos) e 15 mm (com 1.235.347 elementos), onde as dimensões da malha perto dos tubos ficam fixas, alterando-se apenas o tamanho das células afastados dos tubos. Na Figura 3-8 e na Figura 3-9 é apresentado o comportamento para a solução obtida para o campo de velocidades do escoamento utilizando-se os 4 tamanhos de malha citados acima em um plano posicionado na metade do subdomínio computacional.



**Figura 3-8. Velocidade através dos painéis para os diferentes tamanhos de malha.**



**Figura 3-9. Variação da velocidade com relação à malha de 15 mm**

Pode-se perceber na Figura 3-8, que a malha com tamanho de 25 mm tem comportamento muito similar àquele obtido para a malha de 15 mm, em grande parte do domínio computacional e na Figura 3-9 pode se perceber que a diferença nos resultados entre as soluções utilizando-se as malhas de 25 mm e 15 mm é pouco significativa quando comparado com os resultados obtidos quando se utiliza malhas de tamanho de 50 mm e 100 mm respectivamente. Ainda que a malha de 15 mm seja adequada para a discretização da solução, optou-se por se utilizar a malha de 25 mm porque a melhora na qualidade da solução não compensa o maior esforço computacional decorrente



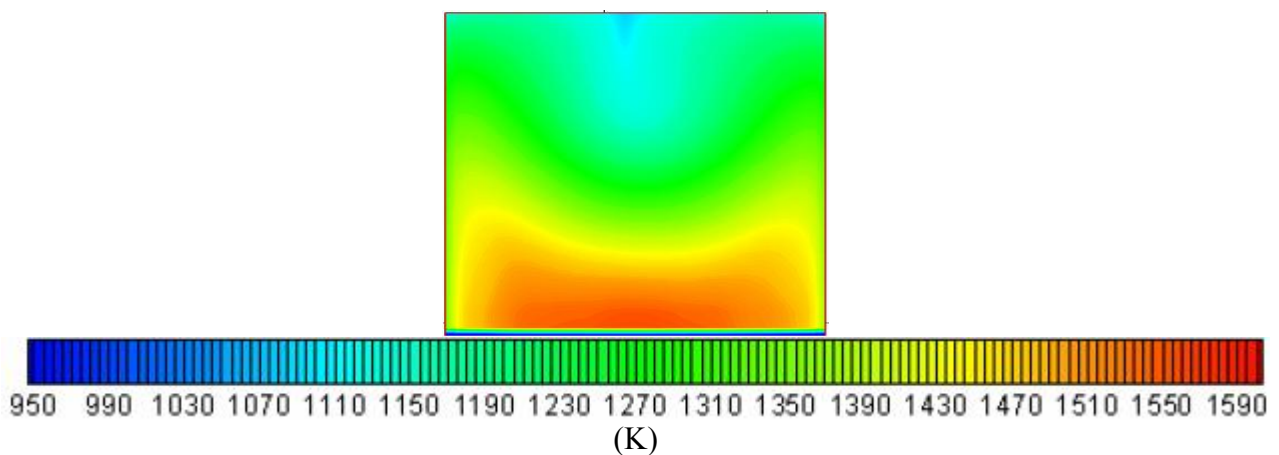
do aumento no número de elementos, totalizando mais que o dobro daquele obtido com a malha de 25 mm.

### 3.2. Condições de Contorno

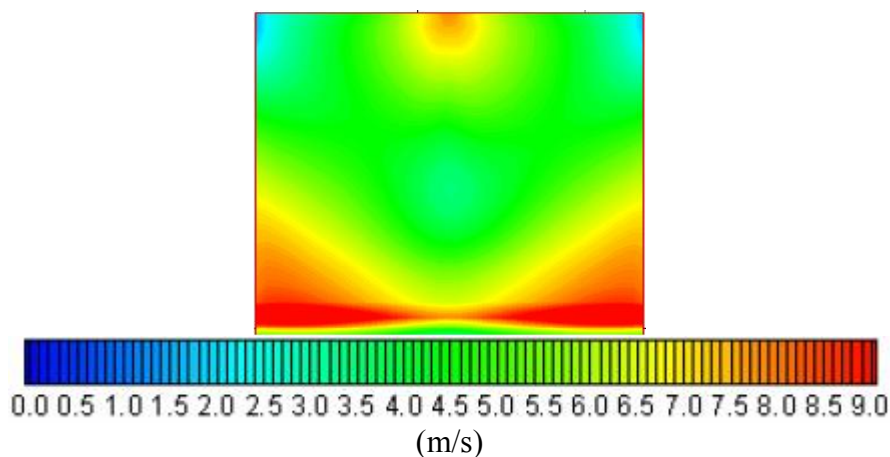
As condições de contorno foram definidas a partir dos resultados obtidos por Reinaldo (2004), baseados numa potência de operação de 125MW, com os moinhos 1, 2 e 3 em operação.

#### 3.2.1. Condições de entrada para o escoamento dos gases de combustão

As Figura 3-10 e a Figura 3-11 apresentam respectivamente os campos de temperatura e de velocidade dos gases de combustão no plano de entrada do superaquecedor final. Observa-se a partir da Figura 3-10 que a região inferior apresenta maiores temperaturas, enquanto que a região central superior e as regiões adjacentes às paredes apresentam baixos níveis de temperaturas. Para a Figura 3-11, a região inferior apresenta maiores níveis de velocidade, porém nas regiões adjacentes às paredes maiores níveis de velocidade.



**Figura 3-10. Campo da temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor , (Reinaldo, 2004)**



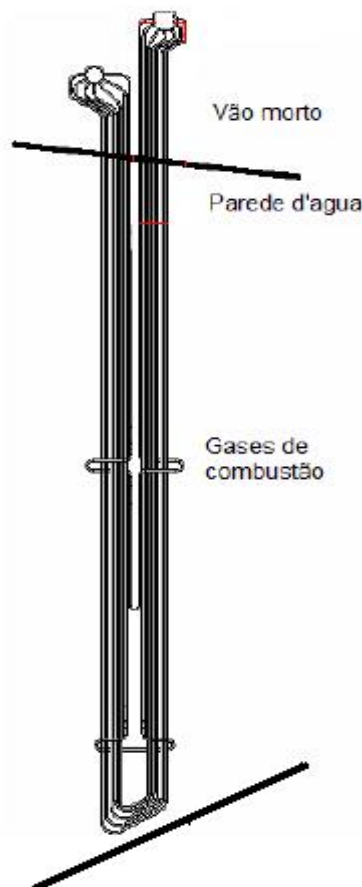
**Figura 3-11. Campo de velocidade dos gases no plano de entrada do superaquecedor, (Reinaldo, 2004)**



Os valores da energia cinética turbulenta e a sua dissipação na região dos gases na entrada do superaquecedor final foram obtidos dos resultados de Reinaldo (2004), quais sejam: de  $12 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e  $25 \text{ m}^2/\text{s}^3$ , respectivamente.

### 3.2.2. Condições de parede

A Figura 3-12 apresenta um painel do superaquecedor final. Nele pode se observar que o domínio do escoamento de gases é limitado, tanto na parte superior como na parte inferior, por paredes d'água. Para o domínio computacional estas paredes foram supostas horizontais. Completando o fechamento, tanto o domínio dos gases como o domínio computacional, é delimitado por paredes laterais distanciadas uma da outra pela largura da unidade geradora. Em todos os contornos rígidos a condição de contorno adotada para a velocidade é a condição de não deslizamento. Para a solução da equação da energia elas são consideradas isoladas. Para as paredes dos tubos do superaquecedor final a condição de velocidade ainda é de não deslizamento, porém para a equação da energia a condição a ser adotada é de fluxo prescrito, como será apresentado com mais detalhes na descrição da metodologia adotada.



**Figura 3-12. Posição das paredes d'água na parte superior e inferior do superaquecedor final.**

### 3.2.3. Velocidades de vapor no interior dos tubos do superaquecedor final

A distribuição de velocidades de vapor no interior dos tubos do superaquecedor final, apresentada na Tabela 3-1, juntamente com a temperatura do vapor no coletor de entrada, em torno de 428 °C, foi utilizada como condição de contorno de entrada para a simulação numérica envolvendo o domínio material do vapor, para os 7 primeiros tubos conectados ao coletor de entrada, o sentido do escoamento é descendente, como pode ser observado nas Figura 1-3. Nas extremidades inferiores destes tubos serão aplicadas condições de contorno de saída. Os resultados obtidos a partir da simulação numérica para estas extremidades são utilizados como condição de contorno de entrada para os 7 tubos restantes, cujo sentido do escoamento é ascendente em direção ao coletor de saída.

**Tabela 3-1. Velocidade (m/s) do vapor no interior dos tubos do superaquecedor final.**

Tubo	Painéis tubulares									
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
1	21,0	21,7	26,3	21,7	21,7	26,2	26,2	26,2	26,2	26,2
2	21,3	22,0	26,6	21,9	21,9	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5
3	21,473	22,132	26,874	22,066	22,066	26,808	26,808	26,808	26,808	26,743
4	21,605	22,263	27,138	22,263	22,198	27,006	27,006	27,006	27,006	27,006
5	21,605	22,263	27,204	22,263	22,263	27,138	27,138	27,138	27,072	27,072
6	22,461	23,252	28,982	23,186	23,186	28,916	28,916	24,305	28,916	24,305
7	23,317	24,240	24,240	24,174	24,174	30,892	24,174	24,174	30,826	24,042

[illegible]

Tubo	Painéis tubulares									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	26,216	26,216	26,216	26,216	26,216	26,216	21,737	26,216	26,216	26,216
2	26,413	26,413	26,413	26,413	26,479	26,479	26,479	26,479	26,479	26,479
3	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743	26,743
4	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940	26,940
5	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072	27,072
6	24,305	24,305	28,916	24,305	28,916	28,916	30,892	30,892	28,916	28,916
7	24,042	25,491	30,826	24,042	30,760	30,760	24,108	24,108	30,826	30,826

Tubo	Painéis tubulares									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
1	26,216	26,216	26,216	26,216	21,737	21,737	25,689	26,347	21,737	21,078
2	26,479	26,545	26,545	26,545	21,934	22,000	26,611	26,611	22,000	21,341
3	26,743	26,743	26,743	26,743	22,066	22,132	26,874	26,874	22,066	21,473
4	26,940	26,940	26,940	26,940	22,198	22,198	27,072	27,072	22,263	21,539
5	27,072	27,072	27,138	27,138	22,198	22,198	27,138	27,204	22,329	21,605
6	28,916	28,916	28,916	28,982	23,186	23,186	28,982	29,048	23,252	22,461
7	30,826	30,826	24,108	24,108	24,174	24,240	24,108	24,240	24,240	23,317

Na definição das condições de contorno de entrada para o modelo de turbulência, o algoritmo CFX permite que se especifique tanto a energia cinética turbulenta como a intensidade de turbulência, já que as duas grandezas se relacionam pela equação (3.5).

$$I = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{U} \quad (3.5)$$

sendo  $k$  a energia cinética turbulenta e  $U$  a velocidade média..

Considerando-se o escoamento de vapor na entrada dos tubos como sendo de média turbulência, é recomendado pela literatura específica e pelo manual do CFX que se utilize como condição de entrada, intensidades de turbulência variando na faixa de 1% a 5%. Assim, optou-se

por se utilizar um valor intermediário de 2,5% para a intensidade turbulenta como condição de contorno de entrada para a solução do modelo de turbulência.

### 3.2.4. Saída de vapor nos tubos do superaquecedor final

A condição de contorno de saída do vapor no interior dos tubos é de escoamento plenamente desenvolvido. Esta hipótese é consistente, uma vez que o comprimento da região de desenvolvimento para o escoamento turbulento de vapor no interior dos tubos, calculado pela Equação ( 3.6), resultou 885 mm, ou seja, muito menor do que o comprimento de 8614 mm dos tubos do superaquecedor final.

$$\frac{L_e}{D_{in}} \approx 4,4 \cdot Re_{vap}^{1/6} \quad (3.6)$$

onde  $L_e$  corresponde ao comprimento da região de entrada,  $D_i$  indica o diâmetro interno dos tubos e  $Re_{di}$  o número de Reynolds do escoamento do vapor no interior dos tubos. Para as condições do escoamento do vapor no presente trabalho, se tem  $Re_{di} = 862.000$  e  $D_i = 26$  mm, resultando um valor de  $L_e = 884$  mm.

### 3.3. Metodologia Adotada na Solução do Problema

As hipóteses simplificativas a serem consideradas são descritas a seguir:

- O consumo de vapor é constante e o seu estado termodinâmico também não varia no tempo, caracterizando, portanto, regime permanente das propriedades (dos diversos domínios materiais), dos campos de velocidade e dos campos de temperatura, tanto do lado dos gases como no lado do vapor;
- Os tubos do superaquecedor final têm comprimento e diâmetro fixo, sendo o domínio de cálculo composto por 40 painéis constituídos por 14 tubos cada, como ilustrados na Figura 1-3 e Figura 1-6, totalizando 560 tubos de 8,6 m de altura, dispostos em um volume de controle de 8,6 m de altura, 12 m de largura por 1,08 m de profundidade na direção principal do escoamento de gases;
- O escoamento dos gases e do vapor é suposto incompressível;
- Afastado das paredes laterais, os campos de velocidade e de temperatura, são razoavelmente homogêneos;
- A distância transversal entre dois painéis adjacentes de tubos do superaquecedor final é muito maior que a largura da esteira de vórtices desprendida na parte posterior dos tubos,

- fazendo com que a velocidade do escoamento dos gases no plano vertical intermediário entre dois painéis não seja influenciada significativamente pela presença dos tubos;
- f) Definição de um plano radiante fictício na entrada do superaquecedor final;
  - g) Os tubos do superaquecedor final estão limpos, isentos de cinzas e fuligem.

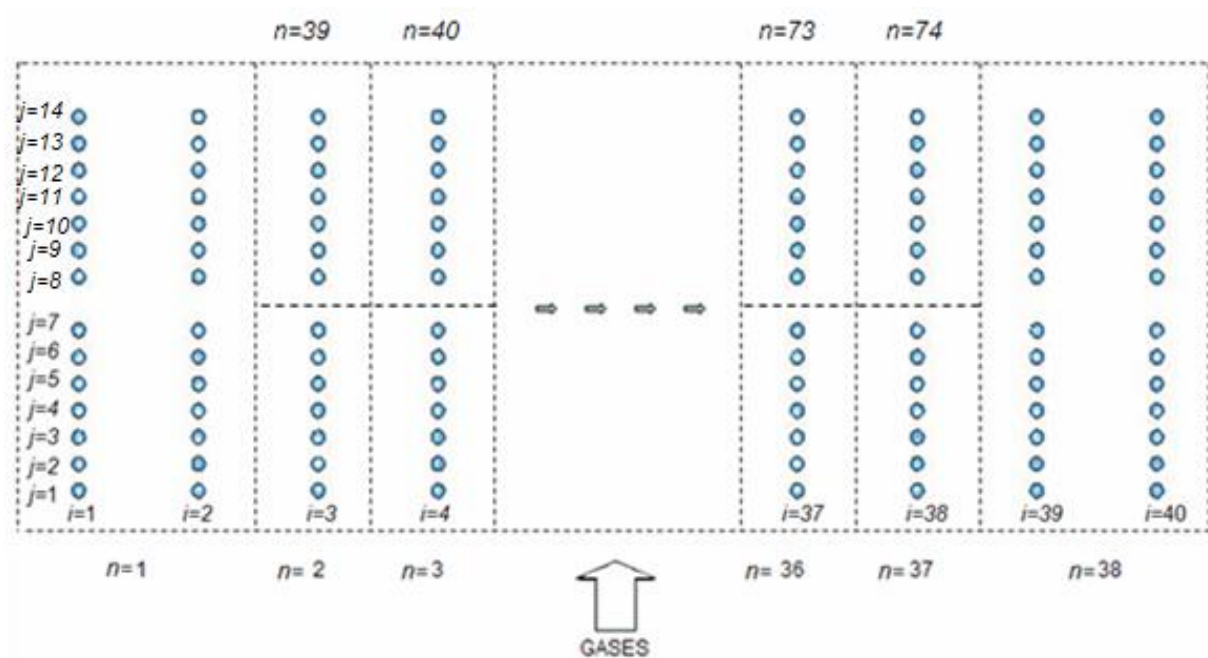
Na definição do domínio computacional, a geometria do superaquecedor final foi subdividida em vários subdomínios com o intuito de compatibilizar as diferenças de escala entre as dimensões transversais do gerador de vapor/diâmetro dos tubos dos feixes tubulares e a capacidade de armazenamento e de processamento dos computadores disponíveis para a realização deste trabalho. Como primeira abordagem para a solução do problema se aplicou, inicialmente, a técnica multi-blocos (Maliska, 2005), utilizando-se o subdomínio apresentado na Figura 3-3. Considerando-se a convergência extremamente lenta do processo iterativo de solução, bem como a necessidade implícita de armazenamento e leitura de resultados parciais para se varrer todo o domínio computacional do superaquecedor final, optou-se por outra técnica possível de ser adotada para a solução do problema.

Esta técnica consiste em se utilizar o subdomínio apresentado na Figura 3-2, o qual contempla a altura total do superaquecedor final, utilizando-se um feixe com sete tubos. Para este subdomínio foram selecionados os mesmos parâmetros utilizados na geração da malha apresentados na seção 3.1.1, com a diferença da razão de aspecto que, neste caso resultou no valor máximo recomendado, 1:100 na direção vertical. Observando-se o campo de temperaturas no plano de entrada do superaquecedor final apresentado na Figura 3-10, pode se perceber uma razoável homogeneidade na distribuição de temperatura, nas regiões afastadas das paredes laterais. Este fato sugere uma repetibilidade de resultados nas interfaces coincidentes com os planos verticais posicionados no ponto médio entre dois painéis adjacentes. Desta forma pode se adotar condições de contorno de periodicidade nas faces laterais para estes subdomínios. Para viabilizar esse procedimento, o domínio total foi subdividido em 74 subdomínios conforme apresentados na Figura 3-13, salientando-se que os subdomínios laterais recebem tratamento especial.

Basicamente, este tratamento consiste em aplicar à face lateral esquerda do subdomínio  $n=1$  uma condição de contorno de parede com temperatura prescrita e não deslizamento e, para a face lateral direita, uma condição de contorno opening com valores prescritos. Tais valores são obtidos através da simulação numérica de um domínio composto pelos subdomínios  $n=2$ ,  $n=3$ ,  $n=39$  e  $n=40$  (ver Figura 3-14(a)), utilizando condição de contorno de periodicidade para as faces laterais. Os resultados dos campos de velocidade e temperatura da interface ilustrada na Figura 3-14 (a), são definidas como condição de contorno da face lateral direita do subdomínio  $n=1$ . Um procedimento análogo, porém de forma espelhada, é utilizado para o subdomínio  $n=38$ .

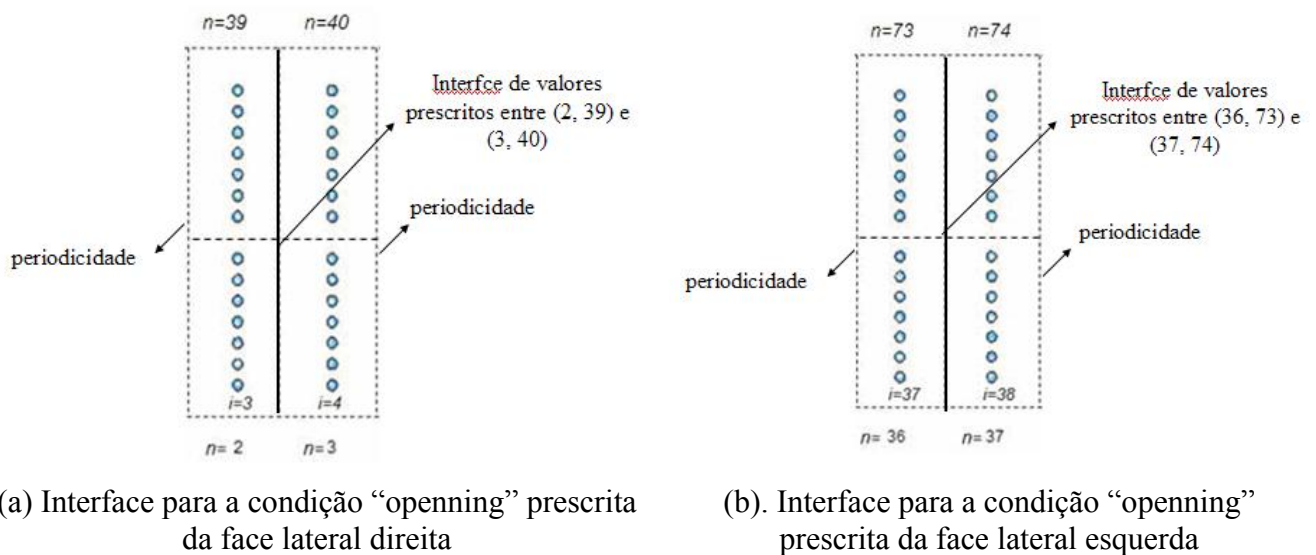
Uma vez aplicada estas condições de contorno, os subdomínios adjacentes às paredes laterais, ou seja,  $n=1$  e  $n=38$  são divididos, cada um, em 4 subdomínios com as mesmas dimensões dos subdomínios  $n=2$  até  $n=74$ , utilizando-se, porém, condições de contorno “opening” prescritas para as faces laterais. Estes 8 novos subdomínios em conjunto com restante dos outros subdomínios, são utilizados para se obter a solução integrada envolvendo os três domínios materiais, ou seja, gás, metal e vapor, no cômputo do calor transferido entre gases e vapor por convecção

Os subdomínios de número  $n=2$  até  $n=37$ , assim como  $n=39$  até  $n=74$  utilizam condições de contorno de periodicidade nas faces laterais. Os resultados obtidos para as faces a jusante dos subdomínios  $n=2$  até  $n=37$  são utilizados como condição de entrada para as faces a montante dos subdomínios  $n=39$  até  $n=74$ .



**Figura 3-13. Vista superior dos subdomínios considerados no superaquecedor final**

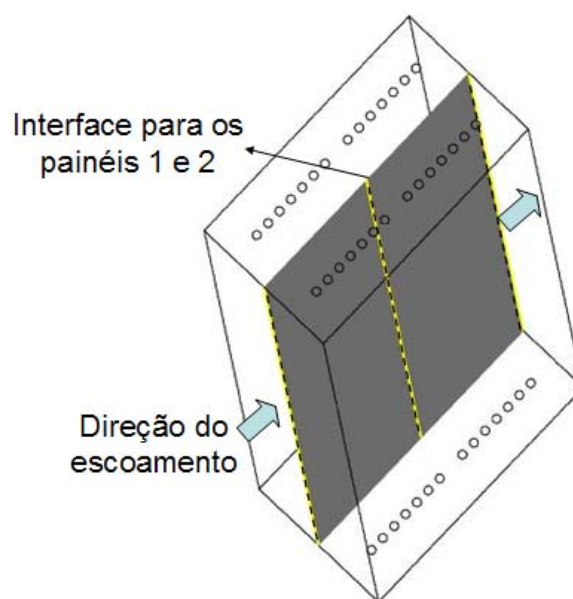
Um procedimento alternativo para se definir as condições de contorno para a face direita do subdomínio  $n=1$  e esquerda do subdomínio  $n=38$  da Figura 3-13 foi igualmente testado, utilizando-se condição de contorno do tipo “opening”, porém com resultados menos satisfatórios devido às suas características menos robusta. A condição de contorno tipo “opening” está disponibilizada no código CFX para fronteiras nos quais o escoamento pode estar tanto entrando como saindo, ou seja, condições de contorno “localmente parabólicas”.



**Figura 3-14. Subdomínios compostos**

### 3.3.1. Análise de resultados preliminares para seleção da melhor alternativa para tratamento dos subdomínios adjacentes às paredes laterais.

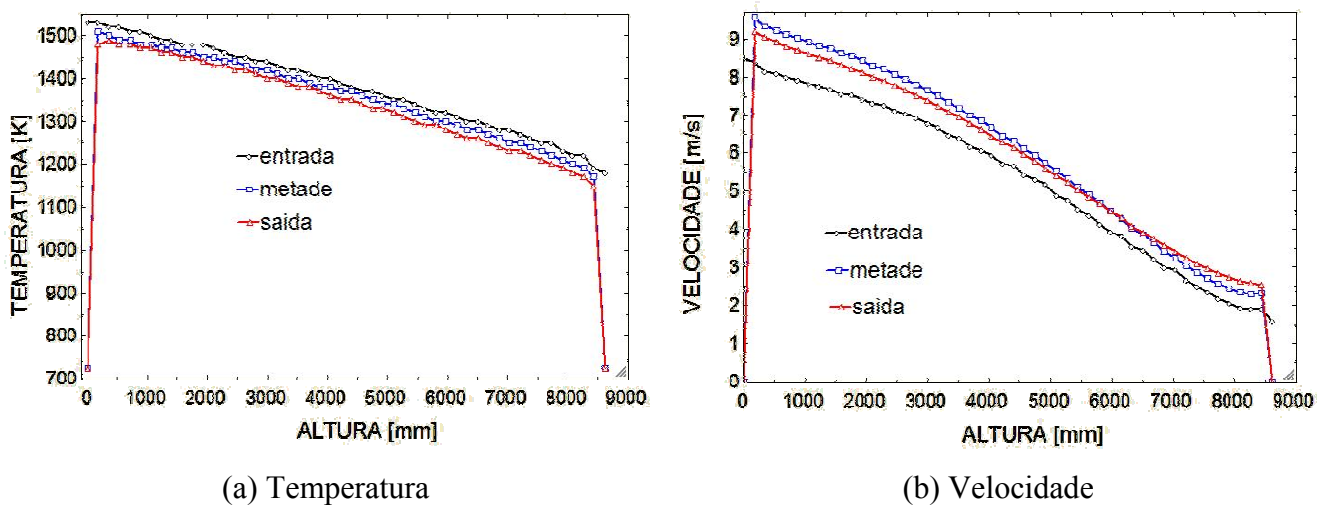
Tendo-se em vista a forte influência exercida pelas paredes de água e os acentuados gradientes térmicos e de velocidade associados ao escoamento dos gases nos subdomínios adjacentes às paredes laterais, resultados preliminares obtidos são apresentados e comparados com o intuito de se eleger qual das duas alternativas de tratamento destes subdomínios produz resultados mais satisfatórios. Para efeito de comparação, resultados relativos aos campos de velocidade e de temperatura são apresentados nas Figura 3-16 e Figura 3-17, para o subdomínio  $n=1$ , na interface dos painéis  $i=1$  e  $i=2$ , conforme ilustrado na Figura 3-15.



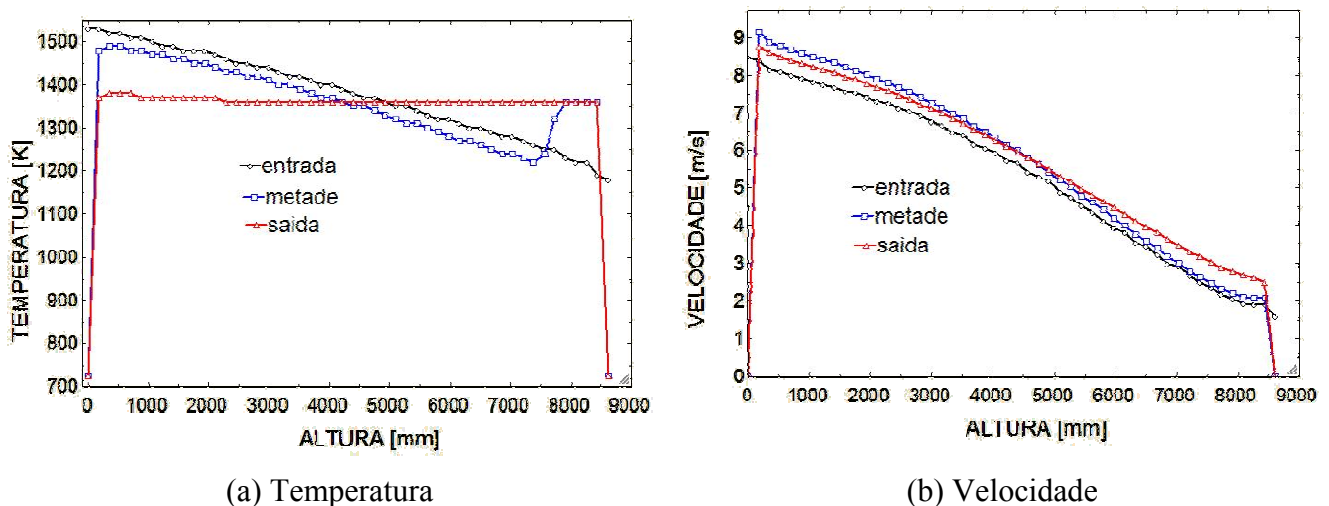
**Figura 3-15. Direção do fluxo de gases de combustão e linhas de análises do subdomínio  $n=1$**

Nas Figura 3-16 e Figura 3-17., o eixo das abscissas representa a posição ao longo da altura dos painéis. De acordo com os resultados obtidos observa-se o seguinte:

- ✓ Maior coerência física dos resultados para a alternativa de condição de contorno do tipo “opening” de valores prescritos.
- ✓ Inconsistência no perfil de temperaturas para a condição de contorno do tipo “opening”.



**Figura 3-16. Resultados obtidos para condição de contorno “opening” de valores prescritos, para a face lateral direita de n=1**



**Figura 3-17. Resultados obtidos para condição de contorno do tipo “opening”, para a face lateral direita de n=1**

Baseados na comparação dos resultados das Figura 3-16 e Figura 3-17, optou-se por seleccionar as condições de contorno de valores “opening” prescritos para a faces laterais opostas às paredes para os subdomínios de número n=1 e n=38 ( Figura 3-13).



### 3.3.2. Metodologia adotada para a transferência de calor entre os gases de combustão e os tubos do superaquecedor final

No tratamento da transferência de calor, as parcelas do fluxo de calor por radiação serão levadas em conta pela imposição de dois fluxos prescritos através de condições de contorno aplicado à parede externa dos tubos: Estes fluxos são calculados, separadamente, utilizando-se modelos específicos. Serão considerados o fluxo de calor por radiação em meios participantes (Bazzo, 1997) e o fluxo de calor radiante proveniente da fornalha, visíveis aos tubos do superaquecedor final. A modelagem destes dois fluxos de calor por radiação será desenvolvida em duas etapas:

- 1) A parcela do fluxo de calor por radiação proveniente da fornalha e que atinge os tubos do superaquecedor final é determinada a partir dos resultados do fluxo total radiativo (Reinaldo, 2004), subtraindo-se a parcela da radiação em meio participante. A radiação em meio participante, também conhecida como radiação gasosa, é calculada através de relações empíricas e apresentada em detalhes (Bazzo, 1997).

**Obs.:** Deve ser enfatizado que, apesar de se utilizar como hipótese simplificativa o fato dos tubos do superaquecedor estarem limpos e isentos de cinza e fuligem, a utilização dos resultados obtidos por (Reinaldo, 2004) minimizam os efeitos desta hipótese, uma vez que no seu algoritmo de cálculo, a deposição de cinzas nas paredes dos tubos é levada em consideração. A adoção deste procedimento se torna relevante quando se tem em mente que o mecanismo de transferência de calor por radiação contribui com 67 % do fluxo total de calor transferido para os tubos no superaquecedor final.

- 2) A distribuição do fluxo de calor radiativo proveniente da fornalha no plano de entrada do superaquecedor final para os tubos é determinada de acordo com os fatores de forma, calculados levando-se em conta as relações geométricas entre o plano de entrada e a posição dos tubos.

A metodologia adotada para o cálculo da transferência de calor e a distribuição da temperatura da parede dos tubos no superaquecedor final é descrita a seguir:

- a) Solução numérica do fluxo de calor convectivo entre gases e vapor em cada subdomínio composto pelos três domínios materiais: gases escoando externamente aos tubos, aço nas paredes e vapor escoando internamente aos mesmos;
- b) Adição do fluxo de calor da radiação gasosa, uniformemente ao fluxo de calor convectivo calculado na interface gases-superfície externa dos tubos e modulação deste fluxo resultante

com o fluxo radiativo proveniente da fornalha, ponderado pelos fatores de forma, para se obter a condição de contorno de fluxo prescrito para a solução da transferência de calor. Este procedimento é realizado por uma subrotina específica apresentada no fluxograma da Figura 3-18. Este fluxo de calor calculado é utilizado como condição de contorno para os subdomínios envolvendo os domínios materiais, metal e vapor.

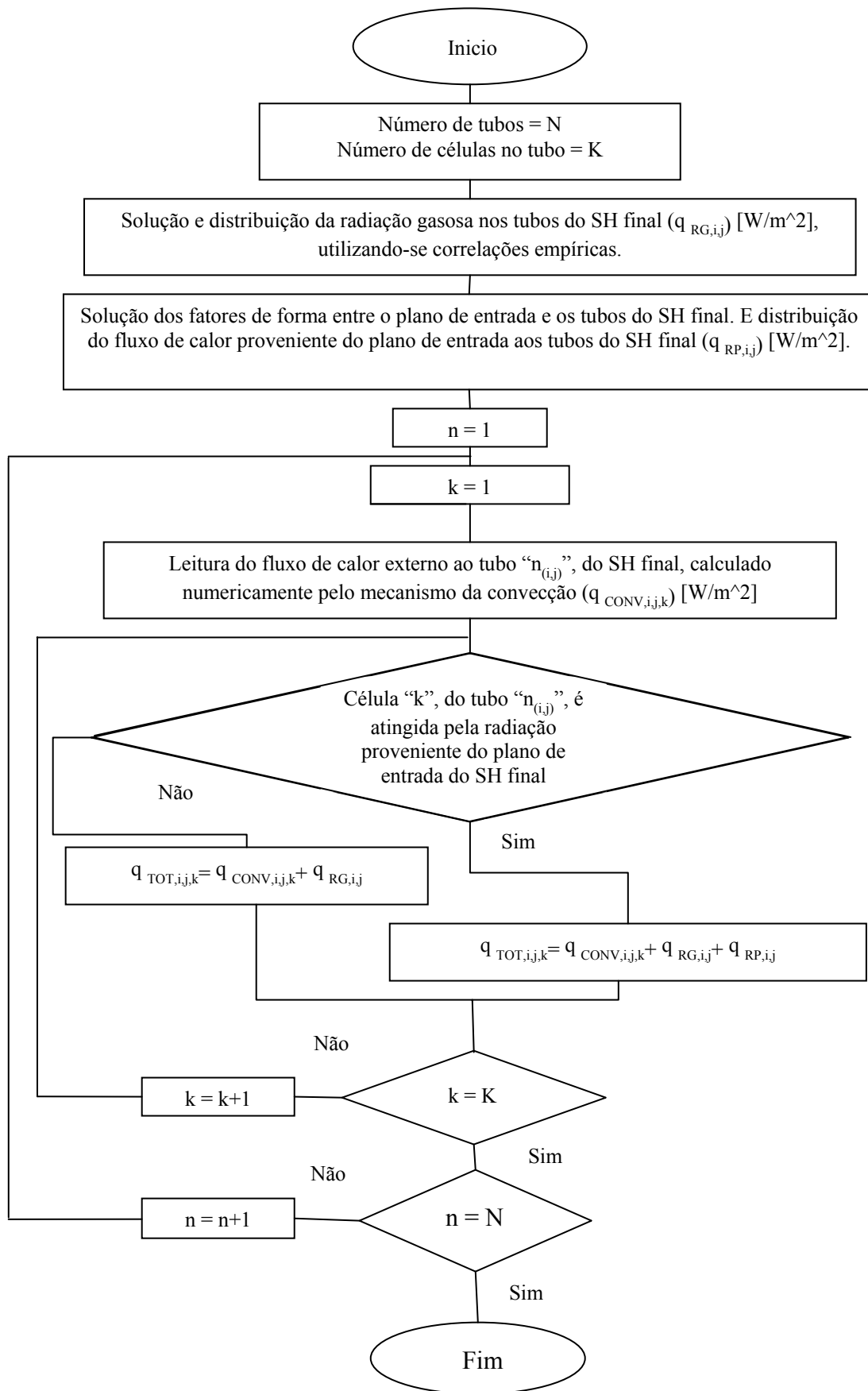
- c) Adição do fluxo de calor da radiação gasosa, uniformemente ao fluxo de calor convectivo calculado no item (a) acima, para se obter a condição de contorno de fluxo prescrito para a solução da transferência de calor. Este procedimento é realizado por uma subrotina específica apresentada no fluxograma da Figura 3-19. Este fluxo de calor calculado é utilizado como condição de contorno para os subdomínios envolvendo o domínio material do gás.

Observar-se na Figura 3-18, que o tratamento dos fluxos de calor prescritos nos contornos dos tubos são feitos para todos os tubos do superaquecedor final, neste caso os 560 tubos que o compõem, e para todas as células que compõem o contorno externo de cada tubo com uma quantidade de 3552 células.

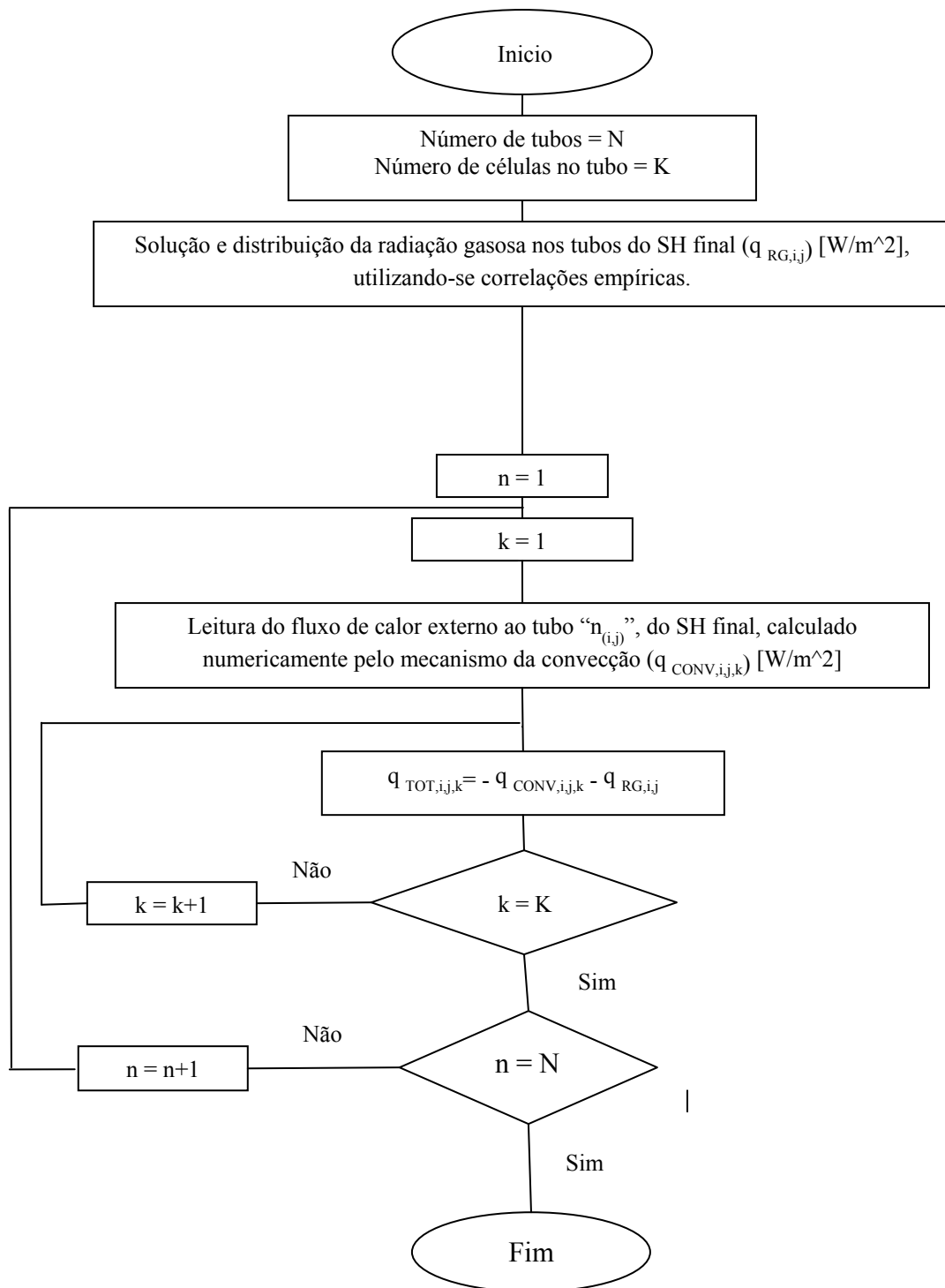
Na subrotina apresentada no fluxograma da Figura 3-18, o subscrito  $j$  representa o tubo no painel  $i$  tal como é ilustrado na Figura 3-13. O subscrito  $k$  corresponde à posição da célula ao longo da superfície externa do tubo. As variáveis  $q_{CONV,i,j,k}$ ,  $q_{RG,i,j,k}$ ,  $q_{RP,i,j,k}$  e  $q_{TOT,i,j,k}$  correspondem respectivamente aos fluxos de calor trocados por convecção, por radiação gasosa, pela radiação proveniente do plano de entrada no superaquecedor final e o fluxo de calor total utilizado como condição de contorno na célula  $k$ .

Analogamente condições de contorno de fluxos prescritos para o subdomínio dos gases de combustão são utilizadas, porém com duas diferenças:

1. Os fluxos de calor são negativos, ou seja, os gases de combustão perdem energia;
2. Os fluxos de calor têm contribuição da convecção e da radiação gasosa somente.



**Figura 3-18. Fluxograma para tratamento dos fluxos de calor externos nos tubos do superaquecedor final.**



**Figura 3-19. Fluxograma para tratamento dos fluxos de calor dos gases da combustão referentes às paredes dos tubos do superaquecedor final.**

## CAPÍTULO 4 - MODELOS MATEMÁTICOS

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos utilizados na simulação dos diferentes processos físicos existentes no superaquecedor final de uma unidade geradora de vapor existente.

### 4.1. Conceito de Média para Turbulência

A turbulência consiste em flutuações no campo do fluido no tempo e no espaço (Atila P *et. al*, 2002) um processo complexo, principalmente porque é tridimensional, transiente e é composto por muitas escalas. A turbulência ocorre quando as forças de inércia no fluido se tornam significantes se comparadas com as forças viscosas e é caracterizada por estar associada a elevados números de Reynolds. O escoamento turbulento é caracterizado pelo aparecimento de velocidades de flutuação macroscópicas no escoamento. Este fato sugere dificuldades de se obter uma descrição completa do escoamento. Entretanto, para uma ampla gama de fenômenos de interesse, na análise é suficiente conhecer os valores médios dos componentes da velocidade, temperatura, etc. Escrevendo o valor instantâneo da velocidade como:

$$U = \bar{U} + u \quad (4.1)$$

onde a barra denota o valor médio e “u” representa a flutuação instantânea

Na equação anterior, o valor médio é indicado por uma barra. Este símbolo, portanto, indica um operador matemático linear. As seguintes propriedades valem para este operador:

$$\begin{aligned} \overline{\bar{A}} &= \bar{A} \\ \overline{A + a} &= \bar{A} + \bar{a} \\ \overline{A \cdot B} &= \bar{A} \cdot \bar{B} \\ \overline{A \cdot b} &= \bar{A} \cdot \bar{b} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Nos escoamentos turbulentos as equações do movimento valem para qualquer instante de tempo, e, portanto, também para o valor médio. Assim, substituindo-se as velocidades instantâneas dadas pela equação (4.1) nas equações componentes de Navier-Stokes e tomando-se o processo de média para uma escala de tempo muito maior do que as escalas das flutuações obtém-se as equações de Navier-Stokes para os valores médios dos componentes das velocidades são também chamadas de Equações de Reynolds, as quais resultam idênticas às equações para o escoamento laminar, diferenciando-se unicamente pela presença de termos adicionais representados por  $\overline{\rho u'_i u'_j}$ , denominados tensões de Reynolds. O número de variáveis independente para o caso turbulento é maior do que para o caso laminar, fazendo com que o número de incógnitas seja superior ao número

de equações disponíveis. Para resolver qualquer problema que envolva um escoamento turbulento é, portanto, necessário, desenvolver um novo conjunto de equações que relacione as grandezas médias às grandezas instantâneas. Este procedimento de obtenção das novas relações funcionais que completem a formulação do problema é chamado em turbulência de “problema de fechamento”.

O modo mais simples de se contornar o problema é considerar que os fenômenos de transferência de quantidade de movimento molecular e turbulento se processem de maneira análoga. Esta abordagem, proposta pioneiramente por Boussinesq em 1877, sugeria que a tensão turbulenta deveria estar relacionada ao gradiente local de velocidades do escoamento médio através de uma viscosidade associada às características do fluido, do escoamento e da geometria envolvida no problema sob consideração, conforme a equação (4.3)

$$\tau_t = \mu_t \frac{d\bar{U}}{dy} \quad (4.3)$$

onde  $\mu_t$ , representa a viscosidade turbulenta.

Estes termos representam o transporte da quantidade de movimento através da flutuação turbulenta e são variáveis adicionais que são correlacionadas com quantidades conhecidas através de um modelo de turbulência. Vários modelos estão disponibilizados no ANSYS CFX.

Considerando que um dos objetivos principais neste trabalho é a determinação do fluxo de calor e o campo de temperaturas nas paredes dos tubos do superaquecedor final, se faz necessário uma boa resolução do desenvolvimento da camada limite na parede dos tubos para se obter exatidão na solução da equação da energia nesta região. Neste caso o Manual do algoritmo CFX recomenda a utilização do modelo de turbulência SST pela sua alta exatidão na simulação da camada limite. O modelo de turbulência SST foi desenvolvido a partir dos modelos **k-ε** e do modelo **k-ω**. Na sequência serão apresentados, ainda que de forma resumida, estes dois modelos juntamente com o modelo SST.

#### 4.1.1. Equações de Reynolds

Em geral os modelos de turbulência intentam modificar a equação de Navier Stokes pela introdução das quantidades de medias e flutuações, para produzir as equações de Reynolds, dadas pela seguinte relação:

$$\rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_j \bar{U}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right] \quad (4.4)$$

As equações dos valores médios resultam idênticas às equações para o escoamento laminar, diferenciando-se unicamente pela presença de termos adicionais representados pelo último termo da equação, que representa os tensores de Reynolds.

#### 4.1.2. Equação da energia

Na ausência dos termos de fonte e considerando propriedades constantes, a equação da energia escrita em termos da temperatura resulta:

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (4.5)$$

O número de Prandtl,  $Pr$ , é uma propriedade do fluido, e número turbulento de Prandtl,  $Pr_t$ , assume um valor constante, em analogia entre a transferência turbulenta de calor e massa. O número de Prandtl turbulento disponibilizado na literatura (Reinaldo, 2004), é fixado na faixa de 0,9 e é o valor utilizado também nesta formulação

#### 4.2. Modelo de turbulência k-ε

O modelo padrão k-ε, é um modelo semi-empírico, deduzido a partir das equações de transporte para a energia cinética turbulenta “k”, e a sua dissipação “ε”. Na derivação do modelo k-ε, é assumido que o escoamento é altamente turbulento e isotrópico e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis. A energia cinética turbulenta k, e a sua taxa de dissipação ε, são obtidas da solução das duas equações de transporte:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.6)$$

e:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (4.7)$$

com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (4.8)$$

a turbulência efetiva  $\mu_{eff}$  é dada por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.9)$$

Nessas equações,  $P_k$ , representa a produção de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (4.10)$$

onde  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são constantes, apresentados na Tabela 4-1.

A viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , é computada pela equação a seguir, envolvendo a energia cinética turbulenta, “k” e a dissipação de energia cinética turbulenta, “ε”,

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.11)$$

onde  $C_\mu$ , é uma constante. Já a tensão turbulenta é calculada a partir de:

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.12)$$

**Tabela 4-1. Constantes turbulentas para o modelo k-ε**

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1,44	1,92	0,09	1,0	1,3

Os valores das constantes da Tabela 4-1 foram determinados a partir de experimentos empíricos.

### 4.3. Modelo de turbulência k-ω

A energia cinética turbulenta, k, e a taxa de dissipação específica,  $\omega = \varepsilon/k$ , também denominada de frequência turbulenta, uma vez que este cociente tem como unidade  $s^{-1}$ , são obtidas das equações de transporte, apresentadas a seguir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.13)$$

e:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (4.14)$$

com:



$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (4.15)$$

a viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , é computada pela combinação de “k” e “ $\omega$ ”.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.16)$$

as constantes do modelo  $\beta'$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$ , são apresentados na Tabela 4-2.

**Tabela 4-2. Constantes utilizadas no modelo k- $\omega$**

$\beta'$	$\alpha$	$\beta$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$
0,09	5/9	3/40	2,0	2,0

#### 4.4. Modelo de turbulência SST (Shear Stress Transport)

Um dos fenômenos mais marcantes e que influenciam significativamente os escoamentos é o descolamento da camada limite. Este fenômeno surge sempre que o escoamento ocorre contra um gradiente de pressão adverso. A separação tem um forte efeito na turbulência perto da parede e, por conseguinte, na transferência de calor turbulenta. O modelo SST tem demonstrado boa capacidade de prever com exatidão a separação do escoamento e uma boa resolução na definição da camada limite, (Manual CFX). A idéia do modelo SST é a combinação das melhores qualidades dos modelos “k- $\epsilon$ ” e “k- $\omega$ ”, com a ajuda das funções de transição (*blending function*)  $F_1$ . Aqui  $F_1$  é unitário perto da superfície e nula na extremidade da camada limite. Então o modelo Wilcox (k- $\omega$ ), é ativado na região perto da parede e o modelo “k- $\epsilon$ ” é ativado para o resto do escoamento. A formulação do modelo SST, é apresentada a seguir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \widetilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) \cdot 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.18)$$

com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (4.19)$$

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, \quad \widetilde{P}_k = \min(P_k; c_1 \epsilon), \quad (4.20)$$

aqui os coeficientes, “ $\varphi$ ”, do modelo são funções de  $F_1$ , onde se tem:

$$\varphi = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \cdot \varphi_2 \quad (4.21)$$

os valores de “ $\varphi_1$ ” e “ $\varphi_2$ ” permanecem como os coeficientes dos modelos “ $k-\varepsilon$ ” e “ $k-\omega$ ” respectivamente, e são apresentados nas Tabela 4-3 e Tabela 4-4.

$$\tau_{ij} = \mu_t \cdot \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.22)$$

Uma característica adicional do modelo SST é a introdução de um limite superior para a tensão de cisalhamento turbulenta no interior de camadas limites com o intuito de se evitar níveis excessivos da tensão cisalhante como aqueles preditos pelo modelo de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Assim, a viscosidade turbulenta é definida por:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2} S F_2)} \quad (4.23)$$

onde  $a_1=0,31$ . De novo  $F_2$  é uma função de transição (*blending function*) similar a  $F_1$ , a qual restringe o limite da camada limite da parede, e  $S$  é o valor absoluto da taxa de deformação.

**Tabela 4-3. Constantes turbulentas para o modelo SST, com  $F_1=1$**

$\sigma_{k1}$	$\sigma_{\omega 1}$	k	$\gamma_1$	$\beta_1$	$\beta^*$	$c_1$
2,0	2,0	0,41	0,5532	0,075	0,09	10

**Tabela 4-4. Constantes turbulentas para o modelo SST, com  $F_1=0$**

$\sigma_{k2}$	$\sigma_{\omega 2}$	k	$\gamma_2$	$\beta_2$	$\beta^*$
1,0	1,168	0,41	0,4403	0,0828	0,09

#### 4.4.1. Funções de transição (*blending function*) no modelo de turbulência SST

As funções de transição (*blending function*) apresentadas no modelo de turbulência SST, são calculadas como:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (4.24)$$

onde o argumento é dado por:

$$\arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right] \quad (4.25)$$

onde  $y$  é a distancia à parede mais próxima,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e a função  $CD_{k\omega}$  dada pela equação (4.26) :

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 1.0e^{-10} \right) \quad (4.26)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (4.27)$$

sendo o argumento calculado por:

$$\arg_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (4.28)$$

#### 4.4.2. Tratamento perto da parede para o SST

Para o tratamento da velocidade perto da parede, o CFX tem implementado várias abordagens, sendo a mais comum a função de parede, onde o comportamento da velocidade próximo à parede é tratado aplicando-se um perfil logarítmico. Porém as funções de parede nem sempre são desejáveis, uma vez que elas desprezam a influência da subcamada viscosa. Ainda que para o presente trabalho os escoamentos possam ser caracterizados como escoamentos externos, uma característica do modelo SST é altamente recomendável. O modelo de turbulência SST faz o tratamento perto da parede, automaticamente, exigindo uma menor resolução de malha, de pelo menos  $y^+ \leq 2$ , ao contrário dos modelos k-ε para baixos números de Reynolds, exigindo refinamentos de malhas extremamente severos, da ordem de  $y^+ \leq 0,2$ . A idéia deste tratamento é que o modelo alterna, gradualmente, entre a formulação de subcamada viscosa e a formulação de função de parede. Com base na densidade da malha, é então definida uma função que pondera a participação das formulações viscosa e logarítmica, função esta, por sua vez, dependente de  $y^+$ . Assim, a solução para a variável “ω”, na região linear e logarítmica perto da parede é definida como:

$$\omega_{vis} = \frac{6\nu}{0,075y^2}; \quad \omega_{log} = \frac{1}{0,3\kappa} \frac{u_\tau}{y} \quad (4.29)$$

Elas podem ser reformuladas em termos de  $y^+$  e de uma combinação suave.

$$\omega_1(y^+) = \left( \omega_{vis}^2(y^+) + \omega_{log}^2(y^+) \right)^{0,5} \quad (4.30)$$

Uma formulação similar é usada para o tratamento do perfil de velocidade perto da parede:

$$u_\tau^{vis} = \frac{U_1}{y^+}; \quad u_\tau^{log} = \frac{U_1}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C} \quad (4.31)$$

resultando na combinação abaixo:

$$u_\tau = \left[ \left( u_\tau^{\text{vis}} \right)^4 + \left( u_\tau^{\text{log}} \right)^4 \right]^{0,25} \quad (4.32)$$

A distancia adimensional,  $y^+$ , e a velocidade de atrito,  $u_\tau$ , são expressas por:

$$y^+ = \frac{\Delta y \sqrt{\rho \tau_{\text{wall}}}}{\mu} \quad (4.33)$$

onde  $\Delta y$  e  $\tau_{\text{wall}}$ , representam, respectivamente, a distancia a partir da parede e a tensão de cisalhamento junto à mesma.

Para o tratamento da equação da energia perto da parede, uma formulação algébrica é requerida para a conexão entre a temperatura e o fluxo de calor:

$$\begin{aligned} \Theta^+ &= \text{Pr} \cdot y^+ \cdot e^{-\Gamma} + \left[ 2,12 \ln(1 + y^+) + \beta(\text{Pr}) \right] \cdot e^{-1/\Gamma} \\ \beta(\text{Pr}) &= \left( 3,85 \text{Pr}^{1/3} - 1,3 \right)^2 + 2,12 \ln(\text{Pr}) \\ \Gamma &= \frac{0,01(\text{Pr} \cdot y^+)^4}{1 + 5 \text{Pr} \cdot y^+} \end{aligned} \quad (4.34)$$

onde a temperatura adimensional,  $\Theta^+$ , é definida por:

$$\Theta^+ = \frac{T_w - T}{T_\tau}; \quad T_\tau = \frac{q_w}{\rho c_p u_\tau}; \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{\text{wall}}}{\rho}} \quad (4.35)$$

onde  $T_w$ ,  $q_w$ ,  $c_p$  e  $\rho$  são, respectivamente, a temperatura de parede, o fluxo de calor junto à parede, o calor específico a pressão constante e a densidade.

#### 4.5. Modelos de Radiação no Superaquecedor Final.

A distribuição da radiação na entrada aos tubos do superaquecedor final é feita de acordo com os fatores de forma calculados entre o plano fictício na entrada e os tubos. Os fatores de forma são calculados conforme o método de Hottel (Siegel e Howell, 2001), no qual todas as superfícies são assumidas se estendendo infinitamente ao longo de uma direção. Estas hipóteses são assumidas para o caso dos subdomínios computacionais do superaquecedor final, onde a direção que se estende ao infinito é aquela coincidente com a direção vertical. Detalhes das correlações empíricas para o cálculo da radiação gasosa e os fatores de forma entre o plano fictício e os tubos do superaquecedor final são apresentados a seguir.

#### 4.5.1. Radiação gasosa

A radiação em meio participante, ou radiação gasosa, representa a parcela de energia trocada com as paredes em forma de ondas infravermelhas e se torna mais significativa na medida em que se aumenta a temperatura e conteúdo de gases  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ . No caso de caldeiras, o  $\text{SO}_2$  e demais gases, têm participação desprezível ou são essencialmente transparentes à radiação térmica, (Bazzo, 1996). Para se calcular esta parcela da radiação nos feixes tubulares é suficiente considerar apenas a influência do  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ . As cinzas e fuligem depositadas nas paredes permitem fazer a hipótese de que as superfícies dos tubos e das paredes possam ser aproximadas por superfícies cinzas. Supondo-se ainda que a superfície dos tubos esteja sob temperatura uniforme, a energia líquida transferida por radiação dos gases para as paredes vizinhas pode ser avaliada com razoável aproximação pela equação:

$$\dot{q}_g = \sigma \cdot A \cdot f \left[ \varepsilon_g \cdot T^4 - \alpha_g \cdot T_p^4 \right] \quad (4.36)$$

onde  $q_g$ ,  $\sigma$ ,  $A$ ,  $f$ ,  $T$ ,  $T_p$ ,  $\varepsilon_g$  e  $\alpha_g$  são, respectivamente, o calor trocado por radiação gasosa, a constante de Stefan-Boltzmann, a área de troca de calor, o fator de correção para invólucros cinzas, a temperatura média dos gases, a temperatura da parede, a emissividade do gás avaliada na temperatura absoluta  $T$  e a absortividade do gás para a radiação proveniente do invólucro na temperatura absoluta  $T_p$ .

Para o fator de correção para invólucros cinzas recomenda-se adotar a seguinte relação:

$$f = \frac{\varepsilon_p + 1}{2} \quad (4.37)$$

onde  $\varepsilon_p$  é a emissividade da parede; para o presente trabalho a emissividade da parede tem um valor de 0,8 (Reinaldo, 2004).

A área total “A” se refere à somatória das áreas externas de todos os tubos do superaquecedor final, calculada pela seguinte equação:

$$A = N_{tubo} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_{tubo} \quad (4.38)$$

Onde  $N_{tubo}$ ,  $D_{externo}$  e  $L_{tubo}$  se referem ao número de tubos no superaquecedor final, ao diâmetro externo dos tubos e ao comprimento do tubo respectivamente.

Os valores da emissividade dependem das pressões parciais, das temperaturas envolvidas e da espessura efetiva da camada gasosa. As pressões parciais são calculadas multiplicando-se o percentual em volume dos gases pela pressão de mistura:

$$\begin{aligned} p_c &= \frac{\%CO_2}{100} p_t \\ p_w &= \frac{\%H_2O}{100} p_t \end{aligned} \quad (4.39)$$

onde  $p_c$ ,  $p_w$  e  $p_t$  são as pressões parciais do  $CO_2$ , do vapor d'água e pressão total de mistura, respectivamente. A espessura efetiva da camada gasosa, ou comprimento efetivo do feixe, como também é denominado, depende principalmente da geometria do invólucro.

No caso específico de feixes tubulares de comprimento relativamente grande, a espessura efetiva da camada gasosa pode ser determinada a partir da equação:

$$L_e = 0,85 \cdot \left[ \frac{4}{\pi} \left[ \frac{s_p \cdot s_t}{D_e^2} \right] - 1 \right] \cdot D_e \quad (4.40)$$

Aqui os valores de  $s_p$  e  $s_t$  são os passos transversais e longitudinais dos feixes tubulares, respectivamente. Os valores de emissividade,  $\varepsilon_g$ , dos gases podem ser obtidos a partir de:

$$\varepsilon_g = f_c \cdot \varepsilon_c + f_w \cdot \varepsilon_w - \Delta\varepsilon \quad (4.41)$$

onde  $\varepsilon_c$ ,  $\varepsilon_w$ ,  $f_c$ ,  $f_w$  e  $\Delta\varepsilon$  são, respectivamente, a emissividade do  $CO_2$  e a emissividade do vapor d'água avaliadas na temperatura absoluta,  $T$ , dos gases, fator de correção da emissividade do  $CO_2$  para a pressão desejada, fator de correção da emissividade do vapor d'água para a pressão desejada e a correção devido à presença simultânea de gases  $CO_2$  e  $H_2O$ , na temperatura absoluta  $T$ . Estes valores são calculados por correlações empíricas, podendo também ser obtidos a partir de gráficas (Bazzo, 1996).

Do mesmo modo, para determinação da absortividade do gás,

$$\alpha_g = f_c \cdot \varepsilon_c \cdot \left[ \frac{T}{T_p} \right]^{0,65} + f_w \cdot \varepsilon_w \cdot \left[ \frac{T}{T_p} \right]^{0,45} - \Delta\varepsilon \quad (4.42)$$

sendo  $\varepsilon_c$ ,  $\varepsilon_w$  e  $\Delta\varepsilon$ , neste caso, avaliados na temperatura absoluta de parede,  $T_p$ .

Para o cálculo das correlações citadas acima, é necessário se ter uma estimativa da temperatura média dos gases, assim como também da parede externa dos tubos. Para a temperatura média dos gases se utilizou-se uma média aritmética:

$$T = \frac{T_{ingas} + T_{outgas}}{2} \quad (4.43)$$

Sendo,  $T_{ingas}$  e  $T_{outgas}$ , a temperatura dos gases a montante e a jusante do superaquecedor final, onde  $T_{ingas}$  é conhecida, ou seja, é a condição de contorno na entrada do superaquecedor e  $T_{outgas}$  pode ser calculado através da entalpia dos gases na saída, utilizando-se a primeira lei da termodinâmica.

$$\dot{q} = \dot{m}_{gas} \cdot (h_{ingas} - h_{outgas}) \quad (4.44)$$

As variáveis  $q$ ,  $m_{gas}$ ,  $h_{ingas}$  e  $h_{outgas}$  referem-se, respectivamente, ao fluxo de calor, fluxo de massa dos gases, entalpia dos gases na entrada e na saída do superaquecedor final.

A temperatura media de parede é estimada, analiticamente, através de um balanço de energia entre os gases de combustão, a parede do tubo e o vapor, considerando as temperaturas medias dos três materiais. O balanço de energia entre os gases e o vapor é determinado pela seguinte relação:

$$\dot{q}_{tubo} = \frac{T - T_{vap}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo}} \cdot \left( \frac{1}{h_{externo} \cdot R_{externo}} + \frac{\ln\left(\frac{R_{externo}}{R_{interno}}\right)}{k_{tubo}} + \frac{1}{h_{interno} \cdot R_{interno}} \right)} \quad (4.45)$$

E o balanço entre a parede e o vapor, pela relação:

$$\dot{q}_{tubo} = \frac{T_p - T_{vap}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo}} \cdot \left( \frac{\ln\left(\frac{R_{externo}}{R_{interno}}\right)}{k_{tubo}} + \frac{1}{h_{interno} \cdot R_{interno}} \right)} \quad (4.46)$$

Os valores de  $L_{tubo}$ ,  $R_{externo}$ ,  $R_{interno}$ ,  $k_{tubo}$ ,  $h_{externo}$  e  $h_{interno}$  são, respectivamente, o comprimento, os raios, externo e interno, a condutibilidade térmica do tubo e os coeficientes de transferência de calor, externo e interno. Os coeficientes de transferência de calor no interior e no exterior dos tubos foram calculados utilizando-se correlações achadas na literatura. O valor de  $T_{vap}$  corresponde à temperatura media do vapor, calculada pela media aritmética das temperaturas do vapor na entrada e na saída dos coletores de entrada e saída respectivamente.

#### 4.5.2. Radiação proveniente da fornalha

Como já citado anteriormente, a parcela de radiação proveniente da fornalha é calculada a partir de um plano fictício radiante na entrada do superaquecedor final, encarregado de fornecer a radiação proveniente das chamas da câmara de combustão desde os queimadores. Esta parcela de radiação é computada através da aplicação de fluxo prescrito, localmente para cada tubo, através das equações:

$$q_{1-(i,j)} = F_{1-(i,j)} \cdot (q_{plano}) = h_{rd,(i,j)} (T_g - T_{p,(i,j)}) \quad (4.47)$$

o sub-índice  $1$  representa o plano radiante e os sub-índices  $(i,j)$  reaperentam a fileira e o painel dos tubos respectivamente. A equação (4.47), representa o calor transferido pela radiação proveniente da fornalha. Na equação (4.47) os fatores de forma entre o plano fictício radiante e os tubos,  $F_{1-(i,j)}$ , são levados em conta considerando-se a superfície  $1$  como o plano fictício radiante, a superfície  $(i,j)$  como a superfície externa dos tubos e o fluxo de calor do plano radiante,  $q_{plano}$ , como sendo a taxa de transferência de calor radiante proveniente das chamas.

#### 4.5.3. Fatores de forma entre o plano e os tubos no superaquecedor final

O cálculo dos fatores de forma entre o plano fictício e os tubos, é tratado pelo modelo “crossed-string” (Siegel e Howell, 2001) de acordo com a equação:

$$A_1 F_{1-2} = \frac{\{(b) + (c)\} - \{(a) + (d)\}}{2} \quad (4.48)$$

onde os valores de  $(a)$ ,  $(b)$ ,  $(c)$  e  $(d)$  são comprimentos de linhas das áreas associadas ao fator de forma. Como exemplo para o caso da Figura 4-1 são aplicadas as seguintes relações:

$$(b) = \overline{KF} + \widehat{FE} \quad (4.49)$$

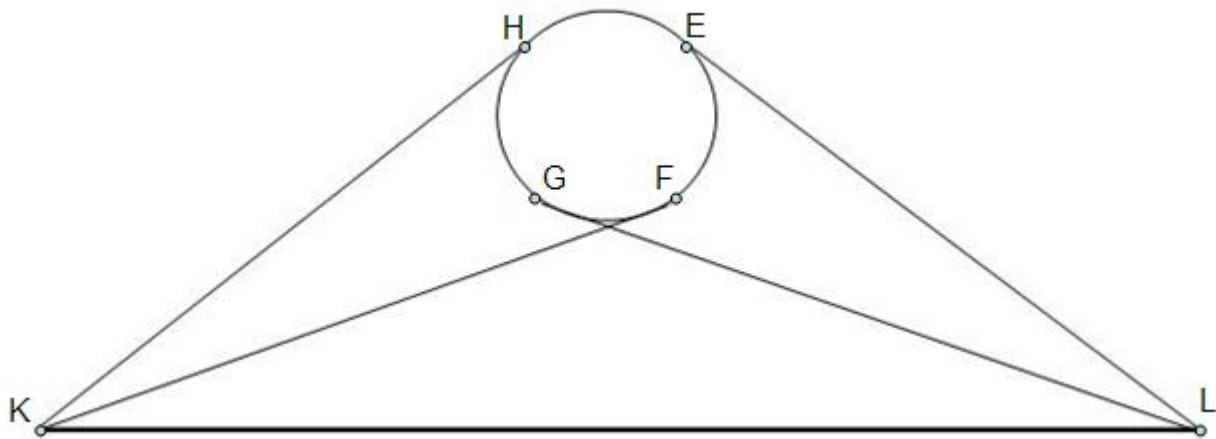
$$(c) = \overline{LG} + \widehat{GH} \quad (4.50)$$

$$(a) = \overline{KH} \quad (4.51)$$



$$(d) = \overline{LE} \quad (4.52)$$

$$A_1 = \overline{KL} \quad (4.53)$$



**Figura 4-1. Representação da geometria para aplicação do fator de forma de  $A_1$  para  $A_2$ .**

Aqui a área  $A_1$ , é representada pela linha KL, e a área  $A_2$  pelo arco formado entre os pontos H e E. A aplicação dos fatores de forma entre o plano fictício e cada fileira do superaquecedor final produz os resultados apresentados na Tabela 5-2.

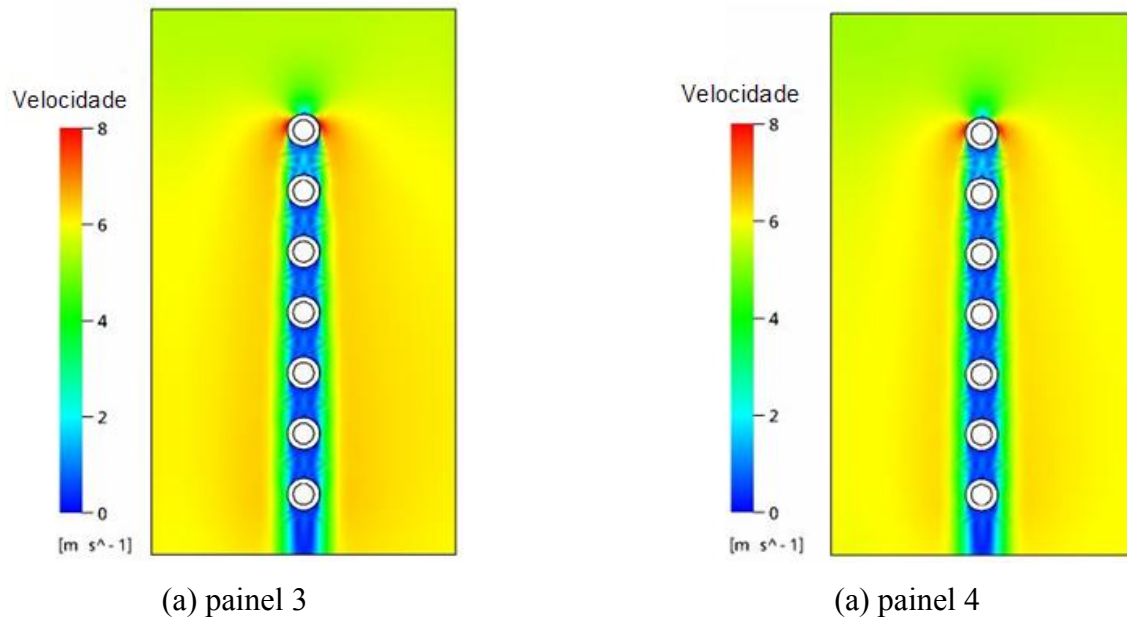
## CAPÍTULO 5 - RESULTADOS

Os resultados numéricos obtidos de acordo com a metodologia proposta no Capítulo 3 são apresentados para o superaquecedor final da unidade 6 do complexo Jorge Lacerda, chamando a atenção para os painéis  $i=3$ , 4, 37, 38, 39 e 40, locais em que as temperaturas de parede assumem valores críticos. Os fluxos de calor e campos de temperatura e de velocidade dos gases de combustão são também mostrados, evidenciando gradientes acentuados na região próxima às paredes dos tubos. As temperaturas de parede foram comparadas com valores fornecidos pela empresa. De acordo com convenção mostrada na Figura 3-13, “i” representa o número do painel do superaquecedor final.

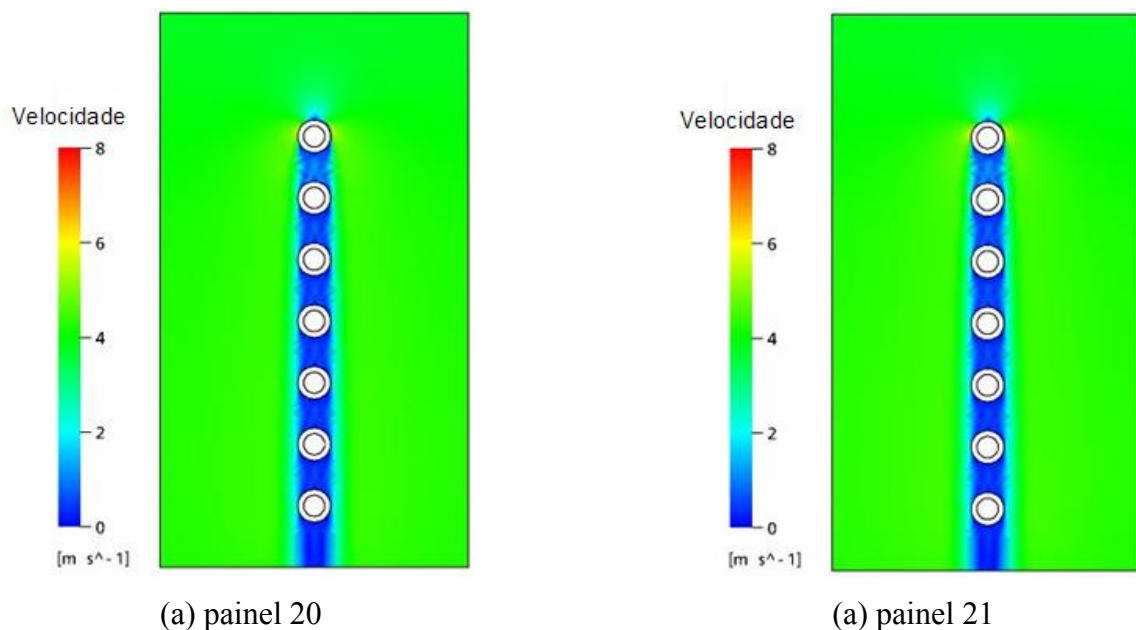
### 5.1. Campo de Velocidades dos Gases de Combustão.

A Figura 5-1 apresenta o campo de velocidades para os subdomínios correspondentes aos painéis,  $i=3$  e  $i=4$ , próximos às paredes laterais do superaquecedor final, para os sete primeiros tubos. O pico de velocidade na ordem de 7,9 m/s ocorre próximo ao ponto de estagnação do primeiro tubo. De maneira similar, a Figura 5-2 ilustra o campo de velocidades para os subdomínios afastados das paredes laterais, no caso painéis centrais  $i=20$  e  $i=21$ . Nesse caso, o pico de velocidade é aproximadamente 5,5 m/s. Podem-se observar gradientes de velocidade mais acentuados nas regiões próximas à superfície dos tubos e menos acentuados nas zonas de recirculação, onde são formados os vórtices. As diferenças nos valores de velocidades são decorrentes do campo de velocidades no plano de entrada dos subdomínios computacionais, sendo menores na região central, conforme mostrado na Figura 5-3. Importante ressaltar o acentuado gradiente térmico e de velocidades associado à condição de contorno utilizada na entrada do superaquecedor, comportamento este típico na saída de fornalhas de carvão pulverizado em unidades geradoras de vapor de duplo passe. Na Figura 5-3 são apresentadas as velocidades correspondentes a três níveis relacionados ao plano de entrada do superaquecedor final (SH).

Pode-se observar a partir da Figura 5-3 que para os pontos situados abaixo da metade da altura do plano de entrada, os valores de velocidade são mais elevados nas regiões próximas às paredes laterais. Já para os pontos localizados na metade superior, a velocidade aumenta à medida que se afasta das paredes laterais.



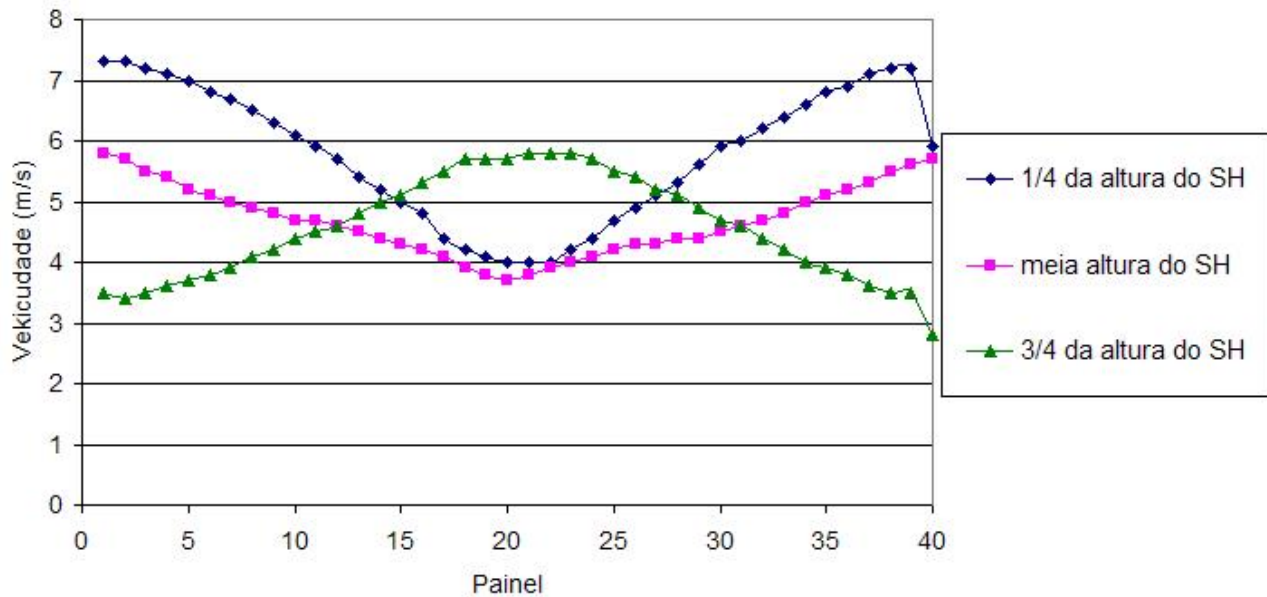
**Figura 5-1. Campos de velocidades ao longo dos sete primeiros tubos correspondentes aos subdomínios adjacentes à parede lateral esquerda (Painéis 3 e 4).**



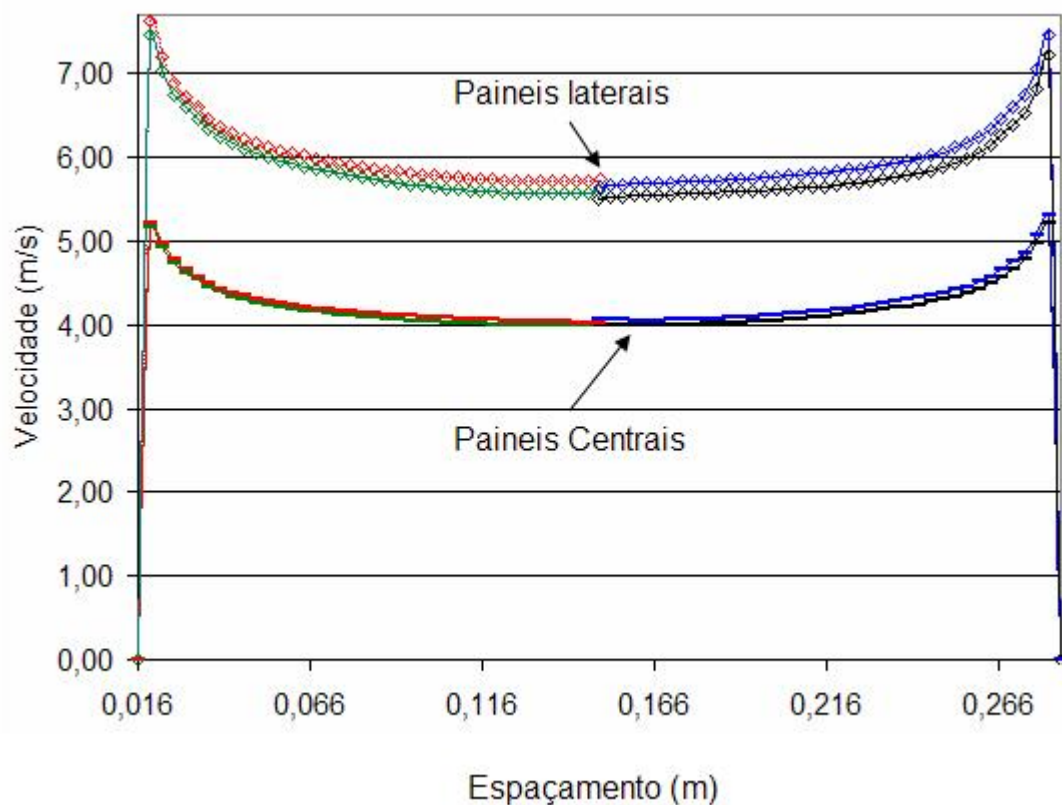
**Figura 5-2. Campos de velocidades ao longo dos sete primeiros tubos correspondentes aos subdomínios centrais (Painéis 20 e 21).**

Na Figura 5-4 são mostradas duas curvas correspondentes ao perfil de velocidades dos gases de combustão entre os painéis do superaquecedor final. Pode ser observado o aumento na magnitude da velocidade à medida que os gases de combustão escoam entre os mesmos. Observa-se um aumento significativo da velocidade próxima aos tubos em todos os painéis do superaquecedor. Tal comportamento reflete a presença dos tubos no canal de passagem dos gases de combustão. Pode ser observado, ainda, que o comportamento apresentado é consistente com a hipótese adotada para a

condição de contorno de periodicidade. A diferença na magnitude das curvas apresentadas para os painéis 3, 4 e 5, situados próximos à parede lateral esquerda da unidade geradora e os painéis 20, 21 e 22, posicionados na região central da mesma, apesar de significativa, se distribui ao longo de 20 painéis, reforçando a hipótese de periodicidade.

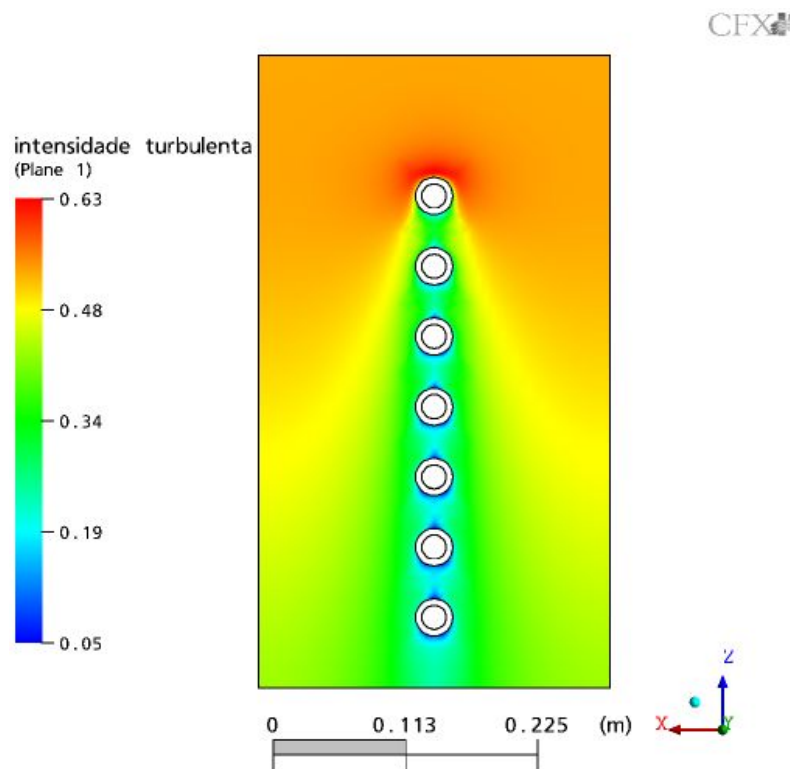


**Figura 5-3. Linhas de análise de velocidade no plano de entrada do superaquecedor final**



**Figura 5-4. Distribuição de velocidade na direção principal do escoamento entre os tubos da primeira fileira, para os painéis 3, 4, 5 e 20, 21, 22.**

A título de análise complementar, a Figura 5-5 apresenta o campo de intensidade turbulenta para os sete primeiros tubos do painel 3. Os níveis de troca de calor estão intimamente relacionados com as velocidades de flutuação macroscópica do escoamento turbulento e com a própria intensidade do escoamento, caracterizada através da sua intensidade turbulenta.



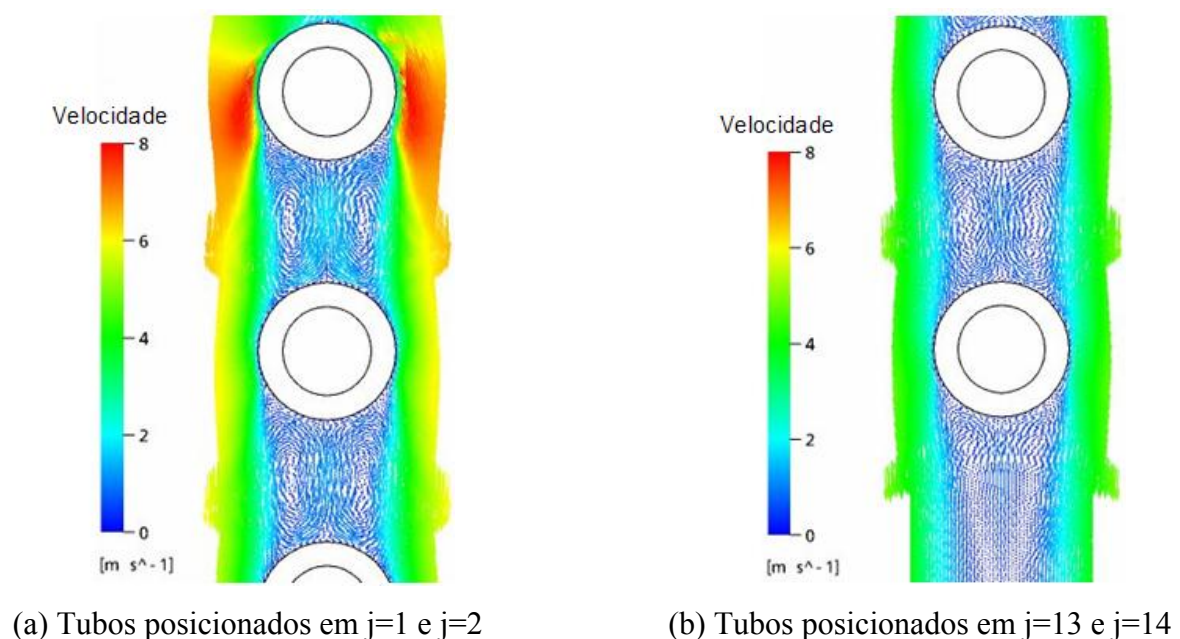
**Figura 5-5. Campo de intensidade turbulenta associado aos gases de combustão, para os sete primeiros tubos do painel 3.**

Pode ser observado a partir da Figura 5-5, que a intensidade de turbulência é maior na parte frontal do primeiro tubo do painel, com níveis da intensidade turbulenta da ordem de 63%. Já para os tubos subseqüentes, a intensidade de turbulência cai para aproximadamente 5%. Tal comportamento é justificado pela magnitude da energia cinética turbulenta nessas regiões. Pode-se concluir, a partir da Figura 5-5, que a troca de calor entre os gases da combustão e as paredes dos tubos é maior no primeiro tubo, em parte também devido à intensidade turbulenta nessa região ser mais alta.

A Figura 5-6 mostra a representação vetorial do campo de velocidades para o escoamento dos gases nas regiões de recirculação junto à saída dos tubos do superaquecedor final. Pode-se observar que a utilização do modelo de turbulência SST consegue captar com fidelidade os vórtices que se estabelecem na parte traseira dos tubos. Pode-se observar também, a partir da Figura 5-6 (a), que as velocidades ao redor dos tubos posicionados em  $j=1$  e  $j=2$ , para o painel adjacente à parede

lateral esquerda ( $i=1$ ), são maiores do que aquelas apresentadas na Figura 5-6 (b), correspondentes aos tubos  $j=13$  e  $j=14$ , respectivamente. Este comportamento se justifica pelo fato do escoamento na região entre o primeiro e o segundo tubos ser modulado pela recirculação. Pode se observar, ainda, que à medida que o escoamento avança em direção aos tubos à jusante, a intensidade dos vórtices diminui sensivelmente.

O fato da zona de recirculação ficar, praticamente, confinada na parte traseira dos tubos e a região de influência na direção transversal do escoamento ser mais significativa apenas na primeira fileira de tubos, é mais um indicativo que a utilização da condição de periodicidade foi uma boa alternativa.

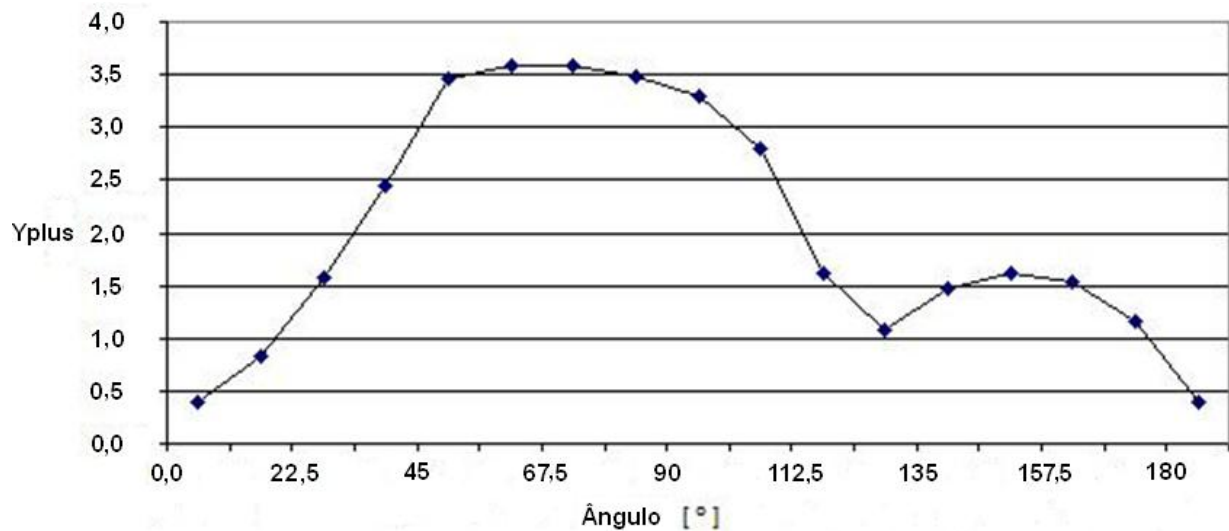


**Figura 5-6. Campo vetorial da velocidade para o escoamento dos gases nas zonas de recirculação, correspondente ao painel 1**

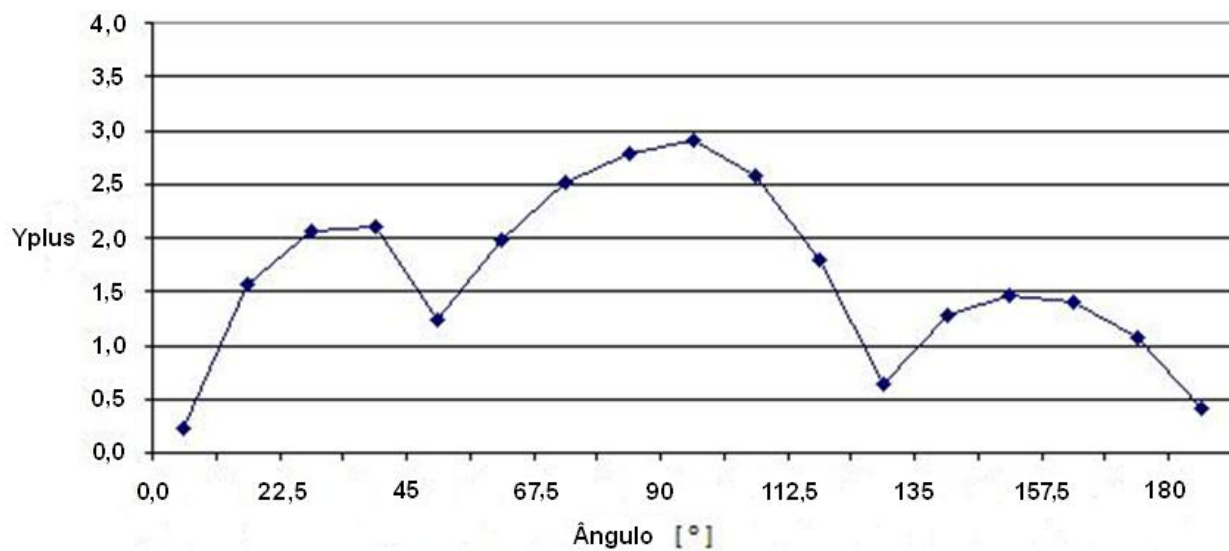
O algoritmo utilizado disponibiliza também o modelo de turbulência SST, recomendado para escoamentos externos a baixos números de Reynolds, condicionando valores inferiores ou iguais a 2 para a coordenada adimensionalizada do primeiro elemento a partir da parede ( $y^+$ ). Com o intuito de se avaliar a magnitude dos valores obtidos para  $y^+$ , a Figura 5-7 e a Figura 5-8 apresentam os perfis de  $y^+$  referentes ao escoamento externo para os tubos  $j=1$  e  $j=2$  para o painel 21, ou seja, os dois primeiros tubos posicionados na região central, a meia altura dos tubos.

Nas Figura 5-7 e 5-8 o eixo das abscissas representa o ângulo, expresso em graus, para a representação em coordenadas cilíndricas da superfície do tubo. O valor zero corresponde ao ponto de estagnação do escoamento principal e o valor de  $180^\circ$  na posição diametralmente oposta. Na Figura 5-7 pode-se observar que os valores máximos de  $y^+$  se aproximam de 3,5 para valores

angulares de  $45^\circ$  e  $90^\circ$  e os mais baixos nos limites de zero e  $180^\circ$ . Na Figura 5-8 os valores máximos de  $y^+$  se situam abaixo de 3. A maioria dos elementos satisfazem a restrição de  $y^+ \leq 2$ . Comportamento análogo pode ser observado para os tubos subseqüentes, com diferenças pouco significativas. Este comportamento similar se justifica na medida em que os tubos correspondentes a  $j \geq 2$  apresentam regiões de recirculação a montante e a jusante dos mesmos.



**Figura 5-7. Valores de  $y^+$  externo, para o tubo  $j=1$ .**



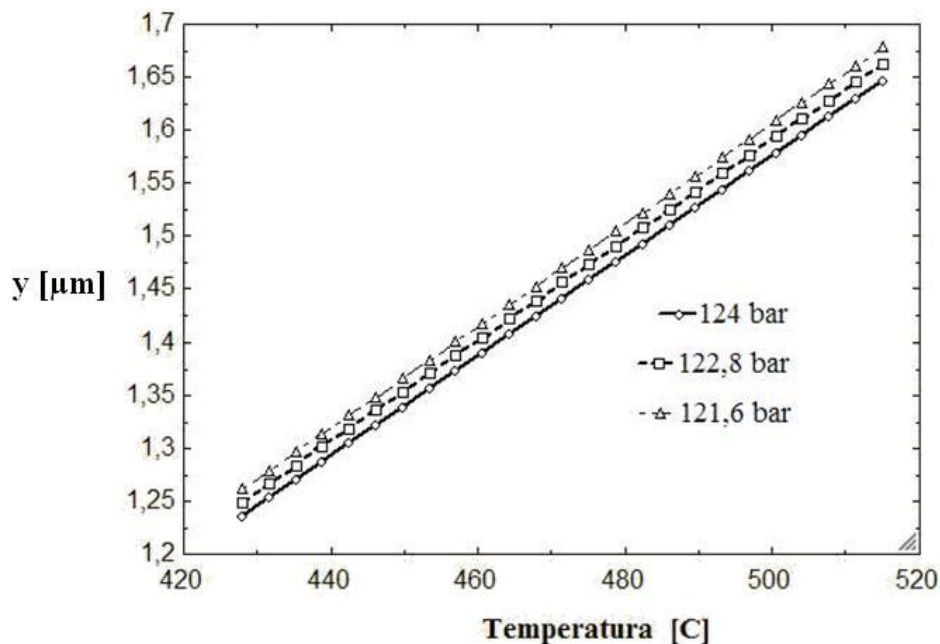
**Figura 5-8. Valores de  $y^+$  externo, para o tubo  $j=2$ .**

## 5.2. Escoamento do Vapor no Interior dos Tubos.

Uma análise da coordenada adimensional para o escoamento do vapor também foi realizada, tendo-se em vista o número de Reynolds que caracteriza o escoamento ser bem mais elevado do que aquele que caracteriza o escoamento dos gases. Utilizando-se os valores de  $y^+$  recomendados para a

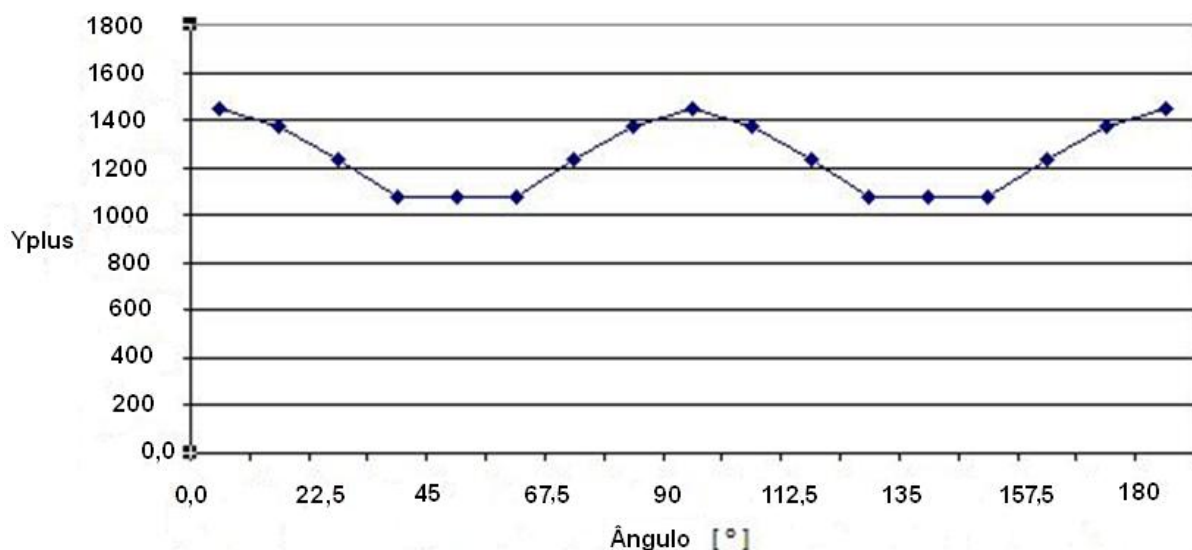


utilização do modelo de turbulência SST, as dimensões da malha correspondente ao primeiro elemento interno, próximo da parede do tubo, resultariam tão pequenas que seriam inviáveis de serem geradas, em decorrência do grande número de elementos resultantes, ultrapassando a capacidade computacional disponível. Na Figura 5-9 são apresentados os valores das dimensões de malha correspondentes aos elementos adjacentes à parede interna do tubo, para  $y^+=2$ . Estes resultados foram obtidos utilizando-se a Equação (3.4), para uma faixa de temperaturas de 428°C a 515°C e para uma faixa de pressão de 121,6 a 124 bar.



**Figura 5-9. Cálculo do elemento interno perto da parede do tubo, para diferentes condições de pressão e de temperatura.. y [μm]**

A Figura 5-10 apresenta o perfil dos valores de  $y^+$  para o escoamento de vapor no interior do tubo  $j=1$ , referente ao painel 21, para uma seção transversal posicionada à meia altura do mesmo.



**Figura 5-10. Valores de  $y^+$  interno para o tubo  $j=1$  (Painel 21).**

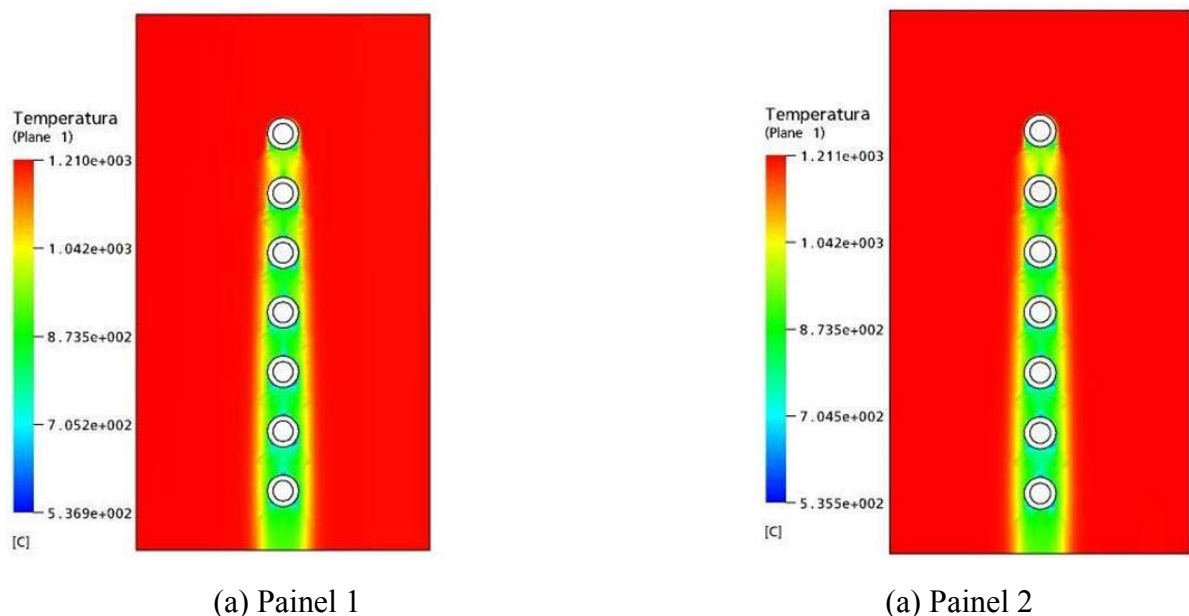


Pode-se observar pela Figura 5-10 um comportamento periódico do perfil de  $y^+$ , apresentando valores máximos da ordem de 1500 e mínimos em torno de 1100. Os valores máximos correspondem a valores angulares de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  e  $180^\circ$ . O caráter periódico do perfil resulta da aplicação da técnica “O-grid”, conforme ilustrado na Figura 3-6, na geração dos elementos da malha, utilizando-se coordenadas cartesianas ao invés de coordenadas cilíndricas. Como pode ser observado na Figura 3-6, esta técnica faz com que os elementos posicionados em  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$  fiquem mais afastados da parede. Para os tubos subsequentes,  $j \geq 2$ , os perfis de  $y^+$  são similares àqueles apresentados na Figura 5-10. As diferenças ficam por conta das diferenças de magnitude da velocidade do vapor no interior de cada tubo.

### 5.3. Campo de Temperaturas dos Gases de Combustão.

O comportamento térmico relacionado ao campo de temperaturas dos gases de combustão é relativamente uniforme e similar em todos os subdomínios computacionais do superaquecedor final, apresentando valores menores ao centro e significativamente maiores nos painéis adjacentes às duas paredes laterais da caldeira.

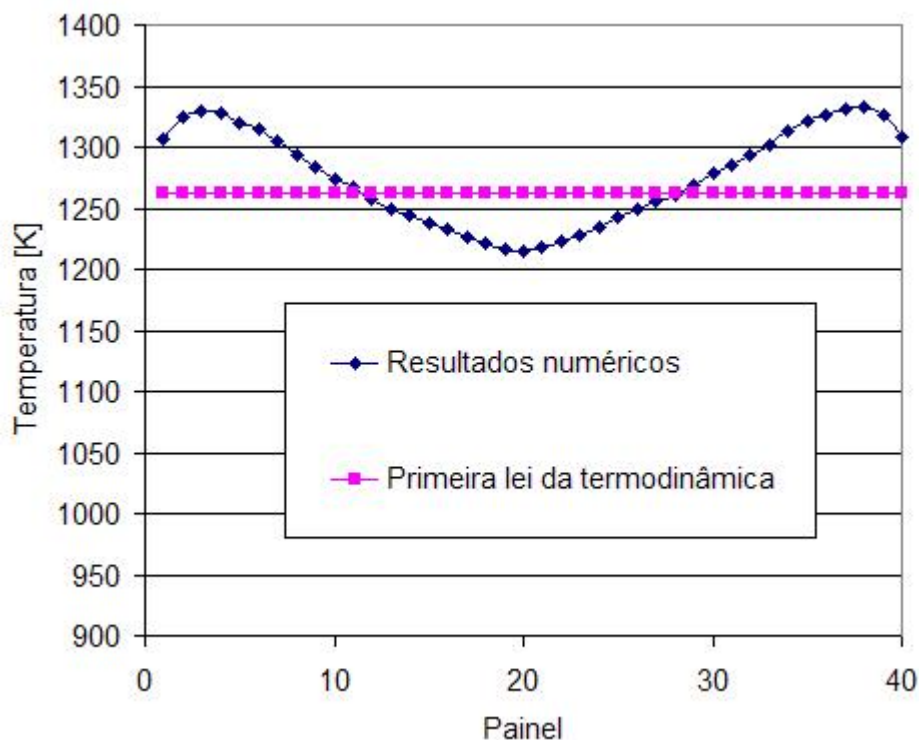
A Figura 5-11, apresenta os campos de temperaturas num plano transversal aos eixos dos tubos posicionado a meia altura de seu comprimento, correspondendo respectivamente aos painéis 1 e 2 do superaquecedor. Pode-se observar gradientes acentuados de temperatura na região próxima às paredes dos tubos, posto que nesta região a temperatura tenha que variar de valores bastante elevados, da ordem de  $1200^\circ\text{C}$  até valores próximos a  $540^\circ\text{C}$ . Já para posições entre painéis afastadas das paredes dos tubos, os gradientes se apresentam insignificantes.



**Figura 5-11. Comportamento térmico dos gases de combustão considerando os subdomínios adjacentes às paredes**

Atenção especial foi também dispensada ao campo de temperaturas na saída do superaquecedor final, já que problemas de fluência são também registrados no reaquecedor final de vapor.

As temperaturas dos gases da combustão na saída do superaquecedor final são mostradas na Figura 5-12. A título de comparação, os resultados numéricos são comparados com a temperatura média dos gases, calculada de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica. De acordo com a Figura 5-12, pode-se observar que a distribuição de temperaturas dos gases de combustão, obtida numericamente na saída do superaquecedor final, apresenta comportamento similar ao campo de temperaturas no plano de entrada, conforme ilustrado na Figura 3-10. O resultado da temperatura calculada pela Primeira Lei da Termodinâmica foi de 1262 K, apresentando, portanto, uma boa concordância com os resultados obtidos numericamente.

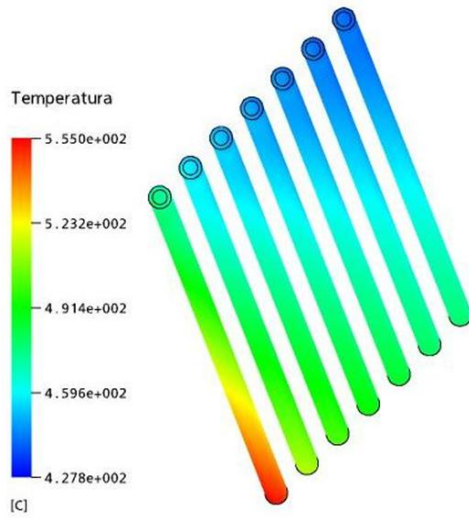


**Figura 5-12. Comparação entre resultados numéricos e valor calculado para a temperatura de saída dos gases da combustão.**

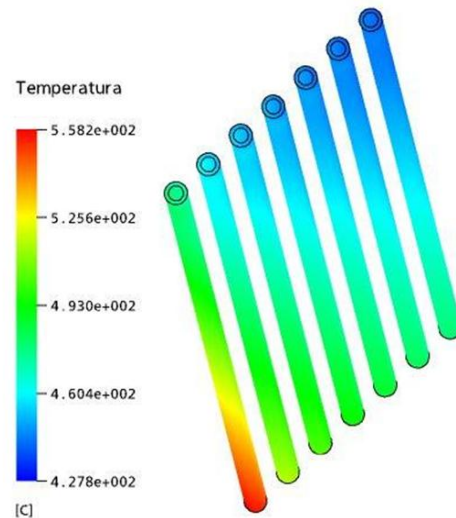
#### **5.4. Temperaturas de Parede no Superaquecedor Final.**

A principal finalidade da metodologia desenvolvida neste trabalho foi determinar as temperaturas críticas de parede e atuar sobre os mecanismos de operação da unidade geradora de vapor, de modo a reduzir os índices de falhas por fluência e indisponibilidade da planta termelétrica.

A Figura 5-13 apresenta temperaturas de parede dos tubos pertencentes ao subdomínio adjacente à parede lateral esquerda, correspondente aos primeiros sete tubos dos painéis 1 e 2.

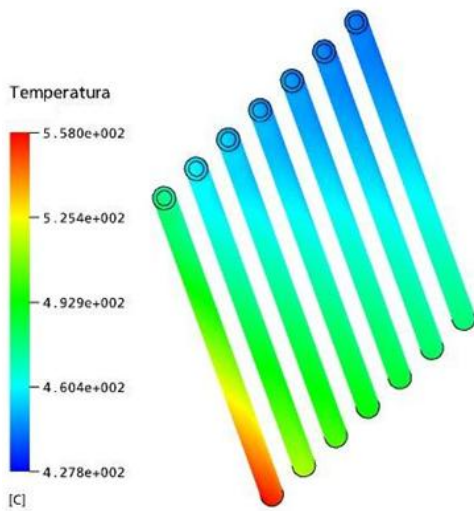


(a) painel 1

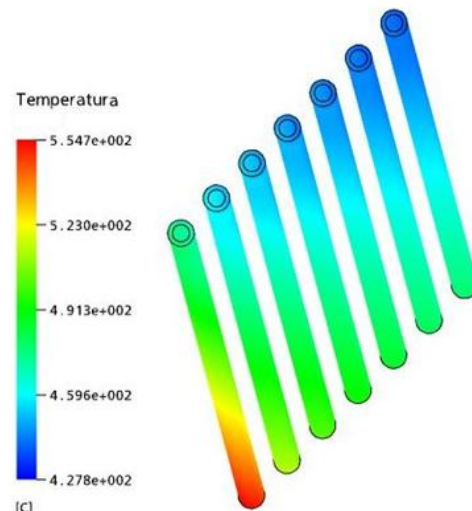


(a) painel 2

**Figura 5-13. Temperaturas de parede referentes aos primeiros sete tubos dos painéis 1 e 2 (Subdomínio 1).**



(a) painel 39

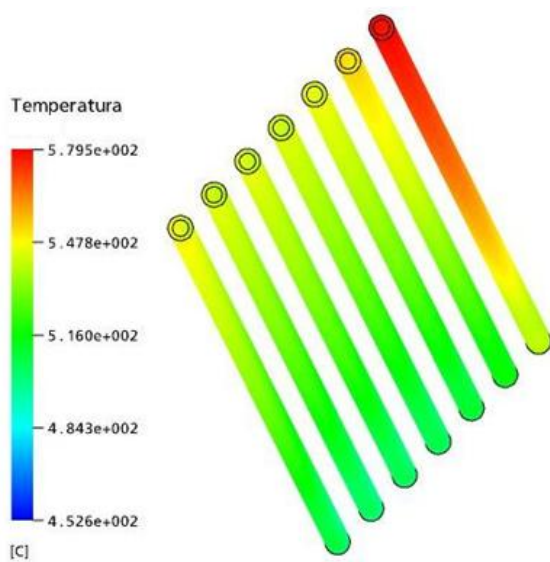


(a) painel 40

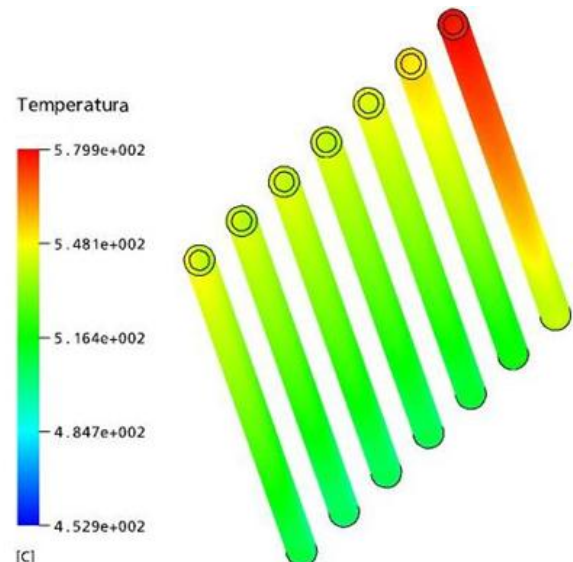
**Figura 5-14. Temperaturas de paredes referentes aos primeiros sete tubos dos painéis 39 e 40 (Subdomínio 38).**

De maneira análoga, a Figura 5-14 também apresenta a distribuição de temperatura referente aos painéis 39 e 40. Observam-se as mesmas características de distribuição da temperatura externa ao redor dos tubos observadas na Figura 5-13, ou seja, ambos os resultados confirmam a expectativa de que, em todos os painéis, as máximas temperaturas ocorrem na primeira fileira e que os níveis da temperatura de parede dos tubos decrescem para posições crescentes de  $j$ , no sentido da

direção principal do escoamento. Os valores máximos de temperatura ocorrem no primeiro tubo. Tal fato já era esperado, uma vez que a primeira fileira de tubos é a que mais sofre a influência dos gases quentes e da radiação proveniente da fornalha, ultrapassando, inclusive, os valores limites da temperatura de projeto. A Figura 5-15 apresenta os valores da distribuição de temperatura de parede, correspondentes aos sete últimos tubos dos painéis 1 e 2 e, de maneira análoga, a Figura 5-16 apresenta as distribuições de temperatura para os painéis 39 e 40.

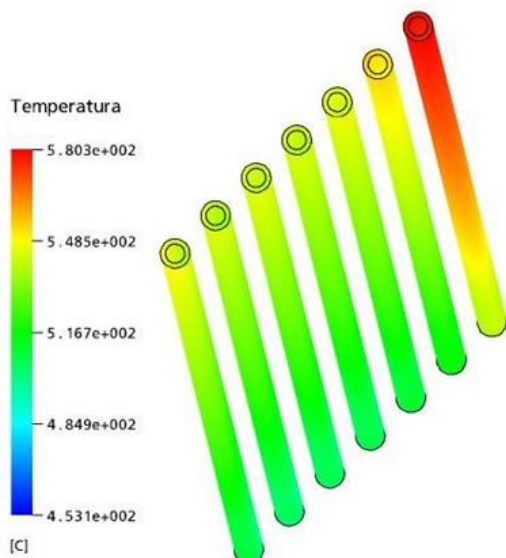


(a) painel 1

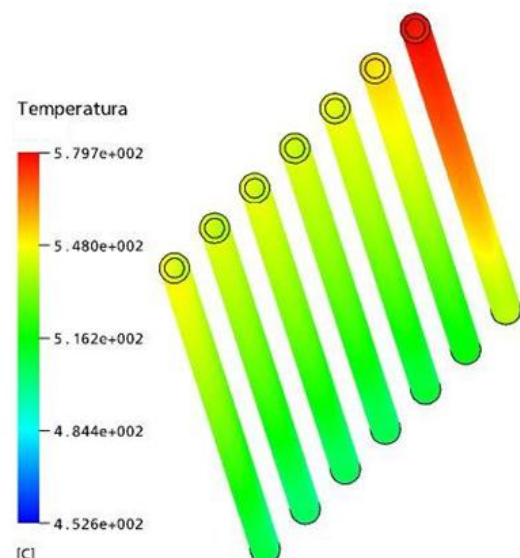


(a) painel 2

**Figura 5-15. Temperaturas de parede referentes aos sete últimos tubos dos painéis 1 e 2 (Subdomínio 1).**



(a) painel 39

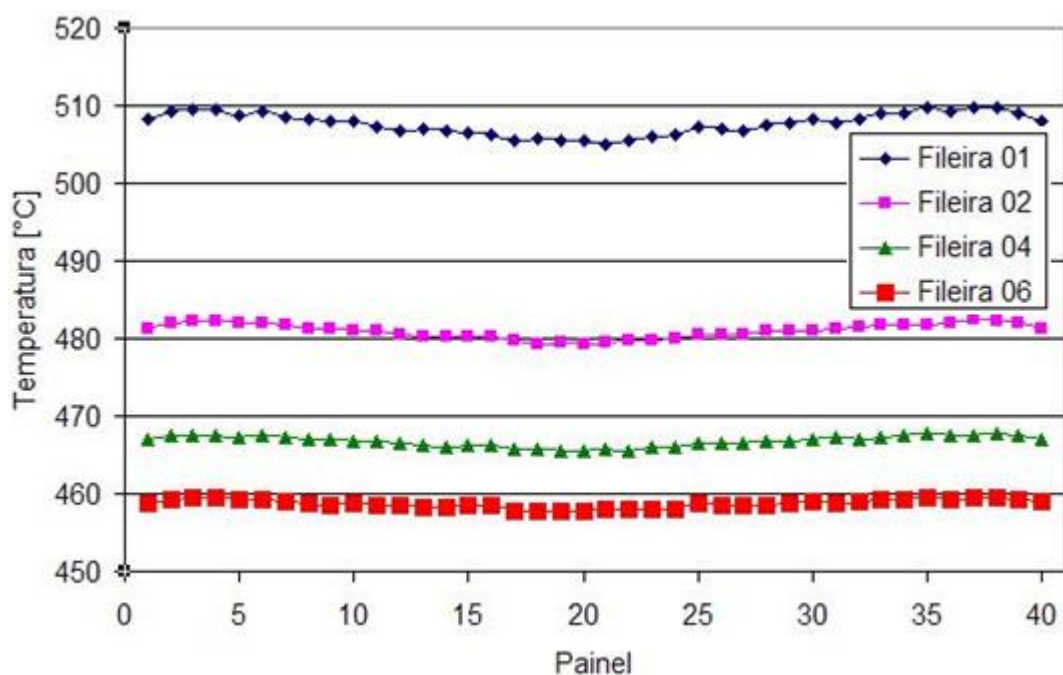


(a) painel 40

**Figura 5-16. Temperaturas de parede referentes aos sete últimos tubos dos painéis 39 e 40 (Subdomínio 38).**

Tanto a Figura 5-15 como a Figura 5-16 apresentam um comportamento da distribuição de temperatura oposto àquele apresentado pelos 7 primeiros tubos, onde as fileira de tubos com paredes mais aquecidas estão situados na posição  $j=14$  para todos os painéis. Este comportamento está coerente, uma vez que este tubo representa a continuação do tubo  $j=1$ , com escoamento de vapor mais aquecido. Pode se observar valores máximos de temperatura da ordem de  $580^{\circ}\text{C}$ , sendo que, para os tubos a montante, os valores de temperatura são sensivelmente mais baixos, registrando, em posições próximas do coletor de saída, níveis de temperatura da ordem de  $540^{\circ}\text{C}$ .

A distribuição dos valores médios das temperaturas de parede de cada tubo, para as fileiras 1, 2, 4 e 6 do superaquecedor final, é apresentada na Figura 5-17. Como era de se esperar, a fileira 1 apresenta a maior media quando comparadas com as outras fileiras. Pode-se observar também que os tubos com temperaturas medias mais elevadas estão localizados nos painéis 3, 4, 35, 37 e 38 (ver Figura 3-13) onde a mesma se aproxima dos  $510^{\circ}\text{C}$ . Nas primeiras fileiras as temperaturas são bastante altas, superando, inclusive, a temperatura limite de projeto, a qual não deveria ultrapassar os  $540^{\circ}\text{C}$ . Por outro lado, a segunda e a quarta fileiras apresentam níveis de temperatura relativamente baixos, se aproximando de  $480^{\circ}\text{C}$  e  $466^{\circ}\text{C}$ , respectivamente, mais condizentes, portanto, com a temperatura de projeto.

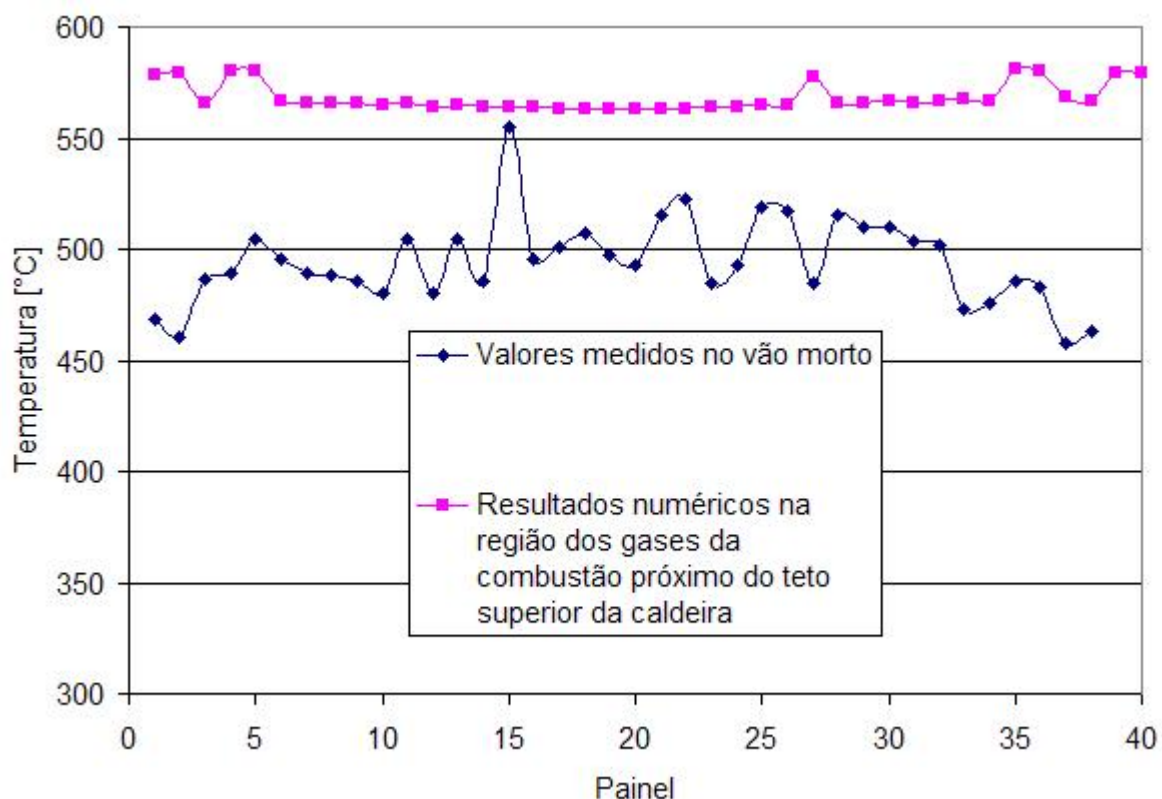


**Figura 5-17. Temperaturas medias calculadas para as primeiras fileiras de tubos do superaquecedor final**



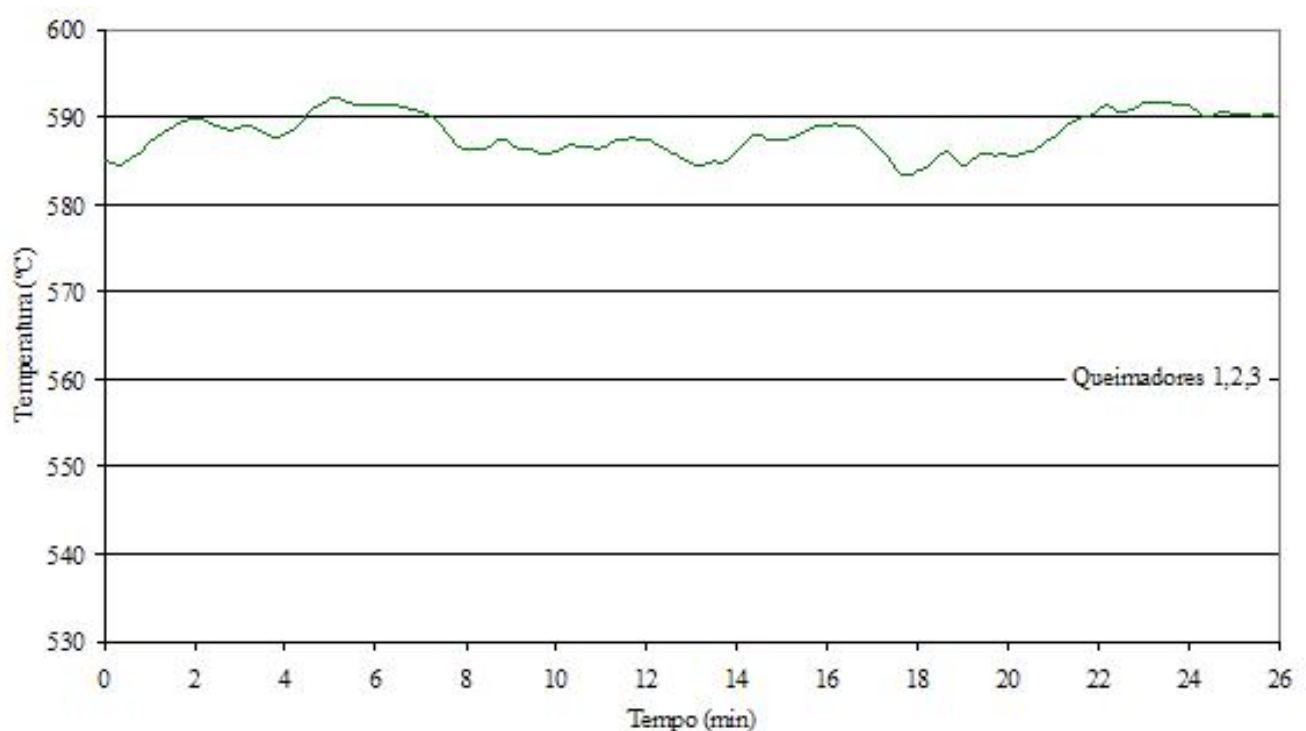
A Figura 5-18 apresenta uma comparação entre os valores de temperaturas medidas, fornecidos pela Tractebel Energia e os resultados numéricos obtidos. Os resultados se referem a ultima fileira do superaquecedor final, ou seja, para os tubos posicionados em  $j=14$  para todos os painéis. Pode-se observar da figura uma diferença significativa entre os valores apresentados. Isto se deve ao fato dos pontos de medição estarem posicionados próximos ao coletor de saída, no vão morto da caldeira (ver Figura 3-12), onde existe apenas ar, praticamente parado, externamente aos tubos. Correa et. al. (2007) constatou uma diferença de temperaturas de até 42 °C entre valores medidos no vão morto e na região dos gases. Além disto, nos resultados medidos é possível perceber valores de temperatura abaixo da temperatura de saída do vapor, denotando inconsistências nos valores medidos.

Pode-se perceber a partir da Figura 5-18 que os resultados numéricos, obtidos para os tubos dos painéis 1, 2, 4, 5, 27, 35, 36, 39 e 40 (ver Figura 3-13), apresentam picos de temperatura. Este comportamento se justifica na medida em que a velocidade do escoamento do vapor no interior destes tubos é sensivelmente menor do que nos demais, em função das diferenças de vazão mássica decorrentes da inserção de restritores de fluxo, como pode ser observado na Tabela 3-1.



**Figura 5-18. Comparação entre valores medidos e resultados numéricos da ultima fileira do superaquecedor final.**

A Figura 5-19 mostra a temperatura medida ao longo do tempo por meio de um termopar instalado no painel 20, última fileira de tubos ( $j=14$ ), tendo-se por condição operacional as três primeiras fileiras de queimadores ativadas, coerente com a condição de contorno utilizada neste trabalho. Estas medições fazem parte dos resultados de (Correa, 2008), que tem por escopo o monitoramento de temperatura dos tubos do superaquecedor final, da mesma unidade geradora de vapor enfocada no presente trabalho. Para tanto, foi desenvolvido um sensor blindado, cuja junta de medição está posicionada na saída da região dos gases da combustão, em contato direto com a parede do tubo próximo do coletor de vapor superaquecido. O grau de incerteza estimado nesta medição é de  $6,3^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 5-19. Temperatura medida ao longo do tempo em um tubo posicionado em  $j=14$  no painel 20 (Correa, 2008)**

Pode-se observar a partir da Figura 5-19 que, para a potência nominal de 110 MW, com os moinhos 1, 2 e 3 em operação, a temperatura flutua em torno de 580 e 590°C. Quando comparado com o resultado numérico de 565°C, pode-se concluir que existe boa concordância nos resultados. Tendo-se em conta que, segundo Citadin et.al (2007), a camada de óxido exerce influência significativa no estabelecimento da temperatura de metal dos tubos do superaquecedor final, produzindo aumentos da ordem de 10°C, para uma espessura de 0,15 mm, e podendo chegar até 32°C para uma espessura da camada de óxido de 0,6 mm. Segundo Bernardini et.al (1999), os tubos do superaquecedor final da unidade analisada, apresentam uma camada de óxido da ordem de 0,15

mm de espessura. Esta camada de óxido não foi considerada no presente trabalho devido sua pequena espessura e, portanto, inviável de ser levada em conta no processo de geração da malha.

## 5.5. Resultados Complementares: Fluxos e Coeficientes de Transferência de Calor.

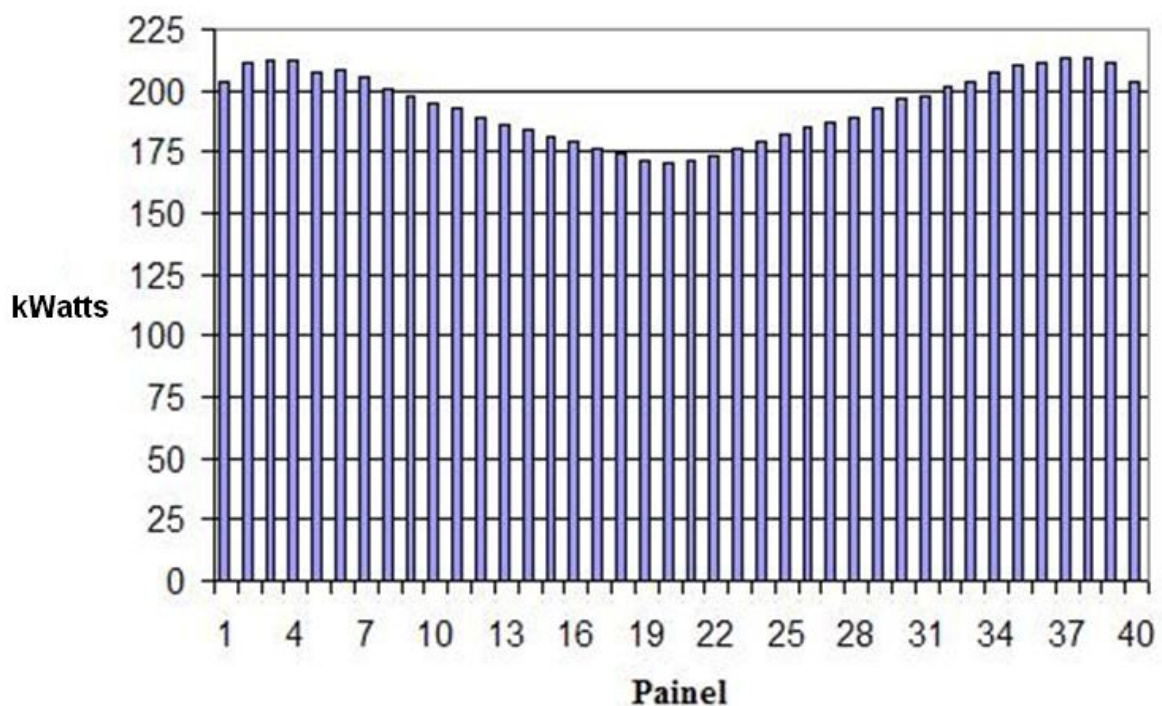
### 5.5.1. Fluxos de Calor Prescrito.

Conforme apresentado no Capítulo 3, para a troca de calor dos tubos ao vapor, as condições de contorno na área externa dos tubos foram de fluxo prescrito, segundo o algoritmo representado pelo diagrama da Figura 3-18. Na Tabela 5-1 são apresentados os fluxos associados aos diferentes mecanismos de transferência de calor.

**Tabela 5-1. Fluxos de calor empregados para as condições de contorno nos tubos.**

Convecção [MW]	Radiação [MW]	
	Radiação gasosa	Radiação luminosa no plano de entrada do superaquecedor final
7,76	5,05	16,14

O fluxo de calor referente à convecção em cada painel é apresentado na Figura 5-20.



**Figura 5-20. Fluxos de calor referentes ao mecanismo de convecção em cada painel do superaquecedor final.**



Pode se observar na Figura 5-20, que os fluxos de calor mais elevados se referem aos painéis 3, 4, 37 e 38 que são justamente onde se tem maiores níveis de temperaturas dos gases da combustão.

Com referência à Tabela 5-1, a radiação gasosa foi calculada com ajuda de correlações empíricas disponíveis na literatura, tal como detalhado na seção 4.5.1. Conforme mencionado na descrição da metodologia, a parcela do fluxo de calor por radiação proveniente da fornalha e incidente nos tubos do superaquecedor final é determinada a partir dos resultados do fluxo total radiativo (Reinaldo, 2004), subtraindo-se a parcela da radiação em meios participantes. A distribuição da radiação que vem do plano de entrada e que atinge os tubos do superaquecedor final foi levada em conta considerando os fatores de forma entre o plano de entrada do superaquecedor e a superfície externa de cada tubo. Na seção 4.5.3 é apresentado com detalhes a formulação dos fatores de forma e na Tabela 5-2 é apresentada a distribuição do calor em cada fileira, proveniente do plano de entrada do superaquecedor final.

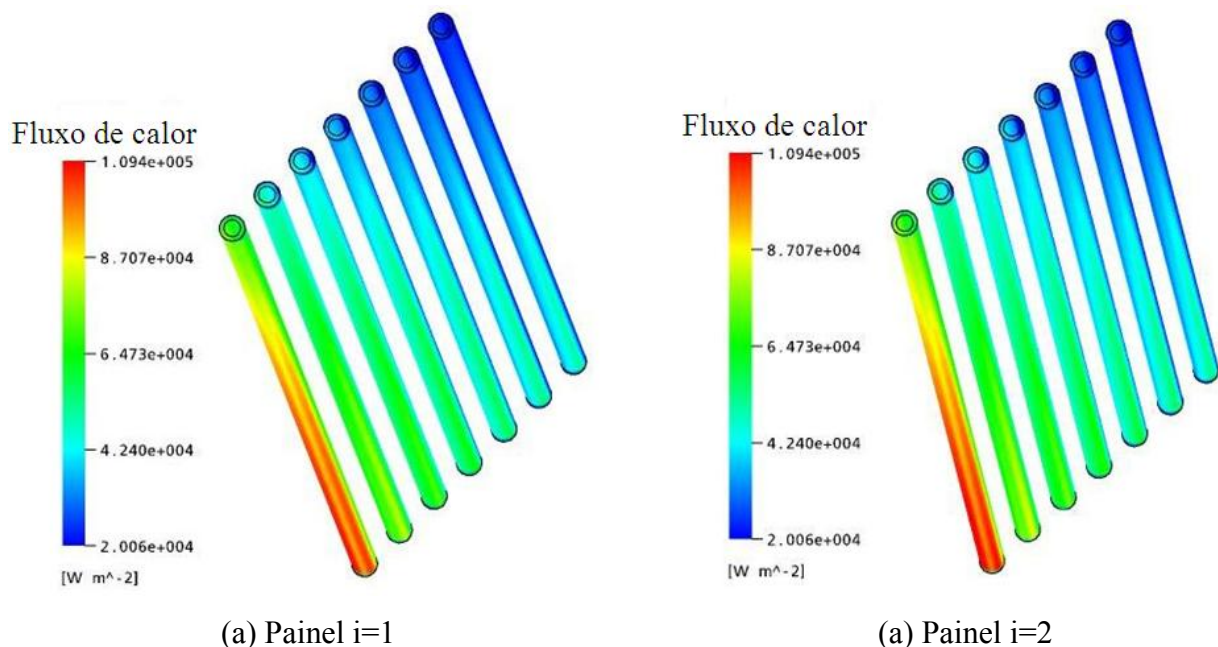
**Tabela 5-2. Distribuição do calor recebido do plano de entrada do superaquecedor final.**

Fileira	Porcentagem de calor absorvido (%)
1	31,73
2	17,84
3	14,02
4	10,84
5	8,31
6	6,32
7	4,76
8	2,56
9	1,77
10	1,13
11	0,59
12,13 e 14	0,14

De acordo com resultados mostrados na Tabela 5-2, a primeira fileira sofre maior influência do processo de radiação, já que se encontra exposta à radiação proveniente das chamas. Para as demais fileiras a intensidade da radiação diminui gradualmente, na medida em que as fileiras se afastam da fornalha. Pode ser observado que nas últimas sete fileiras ( $j=8$  a 14) a porcentagem de

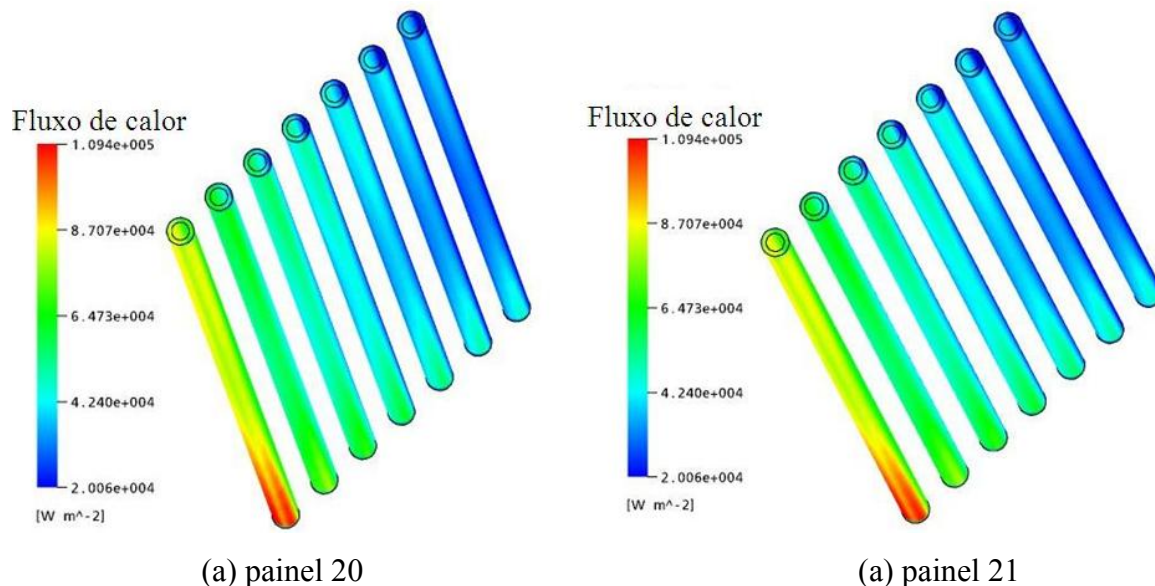
radiação proveniente do plano de entrada diminui significativamente, na faixa de 0,14 a 2,56%, totalizando 6,19%.

A Figura 5-21 apresenta o valor do fluxo de calor para os subdomínios adjacentes às paredes correspondentes aos painéis 1 e 2. Pode-se observar que os maiores ganhos de energia ocorrem no primeiro tubo de cada painel. Este comportamento está em concordância com os resultados obtidos para os campos de temperatura junto às paredes destes tubos, visto que neles, em cada painel, os gradientes de temperatura são mais acentuados do que naqueles tubos posicionados mais à jusante no escoamento. A redução dos gradientes de temperatura junto às paredes dos tubos é consistente com a redução na intensidade da radiação proveniente da fornalha, uma vez que os fatores de forma envolvidos nos cálculos diminuem para posições de tubos mais afastados do plano de entrada do superaquecedor final.



**Figura 5-21. Fluxo de calor para os subdomínios adjacentes às paredes correspondentes aos painéis 1 e 2**

A Figura 5-22, apresenta os fluxos de calor para os tubos dos painéis posicionados na região central do superaquecedor final, correspondendo aos painéis 20 e 21. Pode se observar intensidades do fluxo de calor menores do que aqueles observados na Figura 5-21. Tal comportamento é justificado pelas menores temperaturas dos gases de combustão na região central.



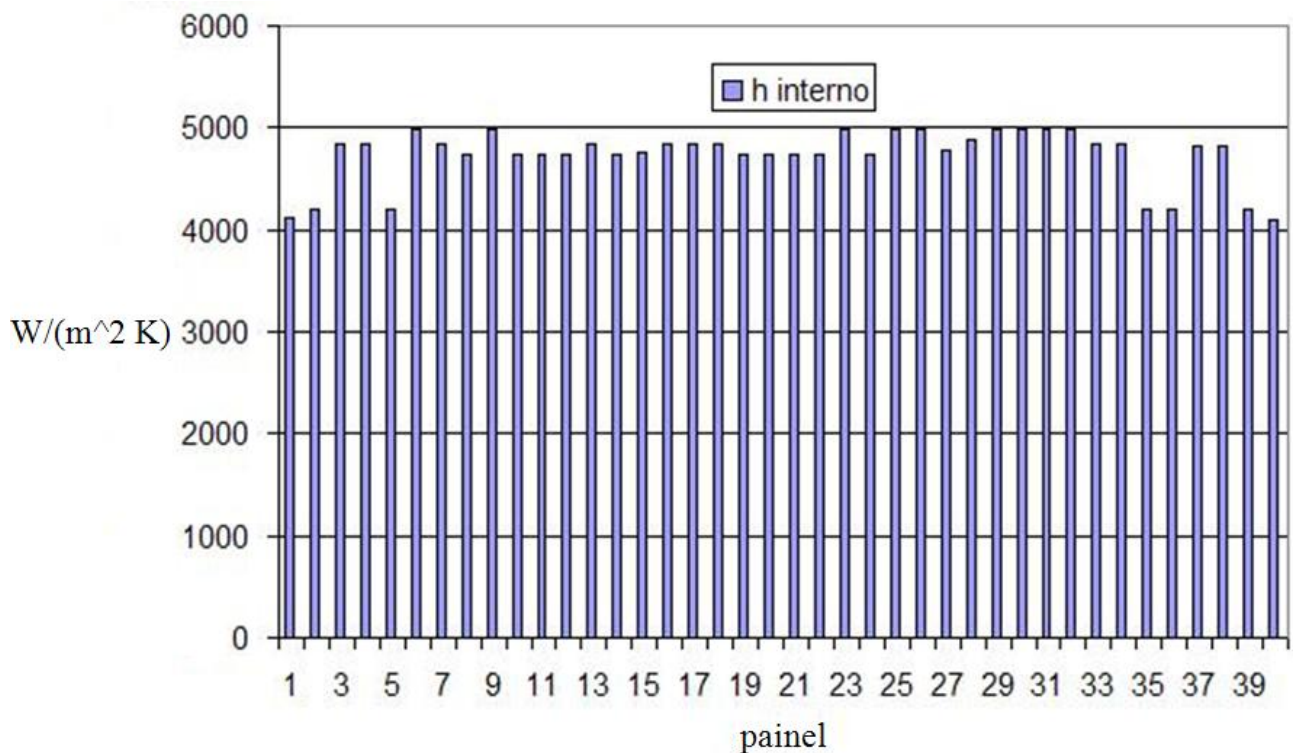
**Figura 5-22. Fluxos de calor para os tubos localizados na metade da largura do superaquecedor final**

### 5.5.2. Coeficientes de transferência de calor externo.

De acordo com a correlação de Zukauskas (1972), o coeficiente externo de transferência de calor para o fluxo de gases de combustão através do superaquecedor final foi de  $54,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ , considerando 14 fileiras de tubos  $\varnothing 31,8 \text{ mm}$ , com espaçamento transversal entre painéis de  $300 \text{ mm}$  e passo longitudinal de  $60 \text{ mm}$ . Foi também considerada uma velocidade média para os gases de combustão, na ordem de  $5,9 \text{ m/s}$ . O valor calculado difere em  $27\%$  do valor numérico ( $74 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Importante ressaltar que a geometria do superaquecedor final não corresponde exatamente ao modelo de feixe tubular considerado por Zukauskas (ver Figura 1-3 e Figura 1-6).

### 5.5.3. Coeficientes de transferência de calor interno.

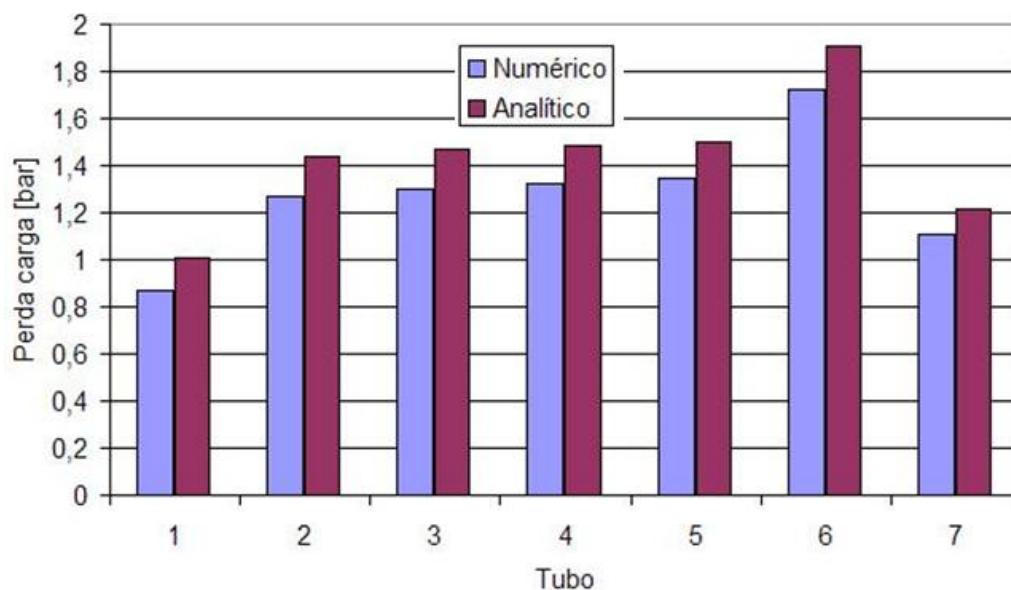
A Figura 5-23 mostra os coeficientes de transferência de calor obtidos numericamente para cada painel do superaquecedor final, na faixa de  $4000$  a  $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ , correspondendo em média  $4700 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Cabe ressaltar que os coeficientes de transferência de calor no interior de tubos podem ser calculados aplicando-se correlações igualmente disponíveis na literatura. Com base na correlação de Incropera e Dewitt (2003), foi estimado o valor de  $4728 \text{ W/m}^2\text{K}$ , considerando um tubo de diâmetro interno igual a  $20,6 \text{ mm}$ , temperatura do vapor igual a  $750 \text{ K}$  e velocidade na ordem de  $29 \text{ m/s}$ .



**Figura 5-23. Coeficientes médios de transferência de calor interno**

#### 5.5.4. Queda de pressão do escoamento do vapor no interior dos tubos.

A perda de carga relacionada ao escoamento do vapor no interior do feixe tubular foi estimada para diferentes níveis de pressão, com o propósito de comparar os resultados numéricos, considerando tubos de paredes lisas. A Figura 5-24 apresenta os valores calculados utilizando a Equação de Darcy-Weisbach (Fox et al, 2006) e valores numéricos para o painel 27.



**Figura 5-24. Queda de pressão nos tubos do painel 27.**

O painel 27 foi escolhido tendo-se em vista que o mesmo apresenta variações de velocidade mais significativas. Estas diferenças nos valores da velocidade média são decorrentes das diferenças nas vazões mássicas no interior de cada tubo, causadas, principalmente, pelos restritores de fluxo. As diferenças percentuais entre os valores obtidos numericamente e os valores calculados analiticamente se situam na faixa de 10,0%.

## CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

Uma metodologia para a solução integrada do problema de transferência de calor em superaquecedores de unidades geradoras de vapor e feixes tubulares em trocadores de calor foi desenvolvida. Os campos de temperatura dos gases de combustão, a distribuição das temperaturas de parede dos tubos, bem como o de fluxo de calor transferido para o vapor foram obtidos e se mostraram coerentes com a física do problema e com valores medidos.

As principais conclusões deste trabalho seguem enumeradas a seguir:

- i. Tendo-se em vista o menor número de elementos exigidos e a menor carga computacional empregada, optou-se pela malha de formato hexaédrico;
- ii. A malha hexaédrica formada por arestas de comprimento nominal de 25 mm, foi escolhida, uma vez que proporcionou um comportamento similar àquele obtido para uma malha de 15 mm. A melhoria que se obtém na qualidade da solução para a malha de 15 mm não compensa o maior esforço computacional decorrente do maior número de elementos resultantes;
- iii. A utilização das condições de contorno de periodicidade nas faces laterais dos subdomínios computacionais se apresenta como uma alternativa viável na simulação de problemas de transferência de calor em feixes tubulares. Tais condições de contorno são adequadas para as regiões onde o campo de temperatura, no plano de entrada do feixe tubular, tenha uma distribuição razoavelmente uniforme;
- iv. Um tratamento especial para as condições de contorno aplicadas aos subdomínios adjacentes às paredes laterais foi desenvolvido. A metodologia empregada neste tratamento pode ser adaptada às regiões com distribuição de temperaturas que não satisfaçam, totalmente, a condição de homogeneidade exigida para se adotar as condições de contorno de periodicidade;
- v. A técnica utilizada de se modular os fluxos de calor convectivo com os fluxos radiativos se mostrou uma alternativa bastante plausível, tendo-se em vista a razoável coerência dos resultados obtidos quando comparados com valores medidos;
- vi. O modelo de turbulência SST se mostrou adequado na abordagem numérica para a solução de problemas de transferência de calor envolvendo feixes tubulares;
- vii. Os valores máximos de temperatura ocorrem no primeiro tubo onde dependem da temperatura externa dos gases que são maiores para o primeiro tubo, e estão expostos diretamente à radiação proveniente da fornalha. E pode ser observado no último tubo do feixe (a continuação do primeiro) que apresenta os maiores níveis de temperatura perto do coletor de saída acima inclusive da temperatura de desenho, como também são altas as

temperaturas para os tubos restantes perto do coletor de saída, mas não chegam a superar as temperaturas de desenho.

- viii. A captação dos vórtices do escoamento é atingida aplicando o modelo de turbulência SST, habilitando este modelo para a captação de zonas de recirculação e solução adequada da camada limite.

#### **6.1.1. Sugestões para trabalhos futuros.**

Como sugestão de continuidade para trabalhos futuros são propostas as seguintes etapas:

- i. Ampliar a capacidade computacional de processamento do programa com o auxílio de cluster, visando a solução do problema em único domínio computacional ou, na medida do possível, reduzindo o número de subdomínios onde são aplicadas as condições de contorno periódicas;
- ii. Levar em conta a deposição de cinzas nas paredes dos tubos;
- iii. Aperfeiçoar o modelo de radiação considerando modelos dentro do código CFD que permitam obter resultados da radiação em meio participante omitindo a utilização de subrotinas de outros códigos computacionais;

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Atila, P, S, F., Philippe, P, M., Jian, S., “Turbulência”, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2002.

Banco Energético Nacional (2006) (BEN2006). Disponível em:< [www.ben.epe.gov.br/](http://www.ben.epe.gov.br/)>. Acesso em : 10 de março de 2005.

Bazzo, E., “Geração de vapor”, Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 1997.

Bazzo, E., R. F. Reinaldo., Nogueira, A. C., “Pesquisa Aplicada em Caldeiras Aquotubulares Visando a Redução de Gradientes Térmicos nos Feixes Tubulares”, IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, 2003.

Bernardini, P. A. N., Furukawa, E. e Bueno, E., "Identificação de Causa de Fratura em Tubo de Superaquecedor Final da Caldeira No. 5 da UTLB", Relatório Técnico para Tractebel Energia, Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.

CFX, A. Manual Ansys CFX 5.7, User Contents and Help Files included. USA, 2003.

Citadin, M.G., Corrêa, R., Bazzo, E., Nogueira, A.C. R., “Análise da Influência da Camada de Óxido na Transferência de Calor em Feixes Tubulares de Unidades Geradoras de Vapor”, Cricte, 2007.

Coelho, P. J. (a), "Mathematical Modeling of the Convection Chamber of a Utility Boiler – The Theory", Numerical Heat Transfer Part A – Applications, vol. 36, pp.411-428, 1999.

Corrêa, R., Bazzo, E., Nogueira A.C., Citadin, M.G., Reinaldo, R., Felipe, L. “Avaliação de Sensores e Monitoramento de Temperaturas de Superfície de Feixes Tubulares em Unidade Geradora de Vapor”, Citenel, 2007.

Coelho, P. J.(b), "Mathematical Modeling of the Convection Chamber of a Utility Boiler – An Application", Numerical Heat Transfer Part A – Applications, vol. 36, pp.429-447, 1999.



Felippe, L. e Santo, E. O., “Caldeiras a Vapor – Análise dos Mecanismos de Falhas/Histórico e Tendências – Experiências na Usina Termoeletrica Jorge Lacerda B - UTLB”, Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu, 1998.

Fox, R.W., McDonald, A.T., Pritchard, P.J., “Introdução a Mecânica dos Fluidos”, ed. LTC, 2006.

Hertzberg, R. W., "Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials", John Wiley and Sons, 1996.

Incropera, F. P. e De Witt, D. P., “Transferência de Calor e de Massa”, editora LTC, 5ª edição, 2002.

Iranzo, I., C, Cortés., E, Domingo., “Aplicación de códigos CFD a la simulación del funcionamiento de una caldera de carbón pulverizado de 350 MW”, Revista de Ingeniería Energética, p.57- 65, 2001.

Isreb, M., “Superheater minimum stress unit start-up option of coal-fired power plant”, Computers and Structures, v.62, n.5, p.865-875, 1997.

Launder, B.E. and Spalding, D.B., “The numerical computation of turbulent flows”, Comp Meth Appl Mech Eng, 3:269-289, 1974.

Launder, B.E., Spalding, D.B., “Lectures in Mathematical Models of Turbulence”, Academic, Press, London, 1974.

Maliska, C. R., “On the Physical Significance of Some Dimensionless Numbers Used in Heat Transfer and Fluid Flow”, 2ª edição 2005.

Maliska, C. R., “Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional” editora LTC, 2ª edição, 1995.

Nogueira, A., Bazzo, E., Reinaldo, R., “Análise do uso de Restritores de Fluxo de Vapor nos Feixes Tubulares do Superaquecedor Final da UTLB da Unidade 6 Tractebel Energia Relatório Final”, 2005.

- Nogueira A., Bazzo, E., Reinaldo, R, “Metodologia de Análise do Problema de Transferência de Calor no Superaquecedor Final da Unidade Geradora de Vapor em Operação na Utl-B Jorge Lacerda”, Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2006.
- Patankar, S., V, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, McGraw-Hill Hemisphere Publication, New York, 1980.
- Prieto, M, M., Suárez, I., Fernández, F., H, Sánchez., Mateos, M., “Theoretical development of a thermal model for the reheater of a power plant boiler”, Applied Thermal Engineering, v.27, n.2-3, p.619-626, 2007.
- Rahimi, M., Khoshhal, A., Shariati, S, M., “CFD modeling of a boiler’s tubes rupture”, Applied Thermal Engineering, v.26, n.17-18, p.2192-2200, 2006.
- Reinaldo, R. F., “Comportamento Térmico e Hidrodinâmico do Escoamento de Gases Através de Feixes Tubulares de Unidades Geradoras de Vapor”, Tese de doutorado 2004.
- Reinaldo, R. F., E. Bazzo, Toste, J, L.,, “Cfd-Based Analysis of Heat Transfer in a Front Wall Pulverized - Coal-Fired Boiler Including Superheaters”, International Journal on Energy for a Clean Environment, Volume 6, 2005 Issue 4, 409-421 pages.
- Siegel, R. e Howell, J., “Thermal Radiation Heat Transfer”, 4º edição, Taylor & Francis, 2001.
- Stopford, P. J., “Recent applications of CFD modelling in the power generation and combustion industries”, Applied Mathematical Modelling, v.26, n.2, p.351-374, 2002.
- Tomeczek, J., Palugniok, H., Ochman, J., “Modelling of deposits formation on heating tubes in pulverized coal boilers. Fuel”, v.83, n.2, p.213-221. 2004.
- Vuthaluru, R. e Vuthaluru, H. B., “Modelling of a wall fired furnace for different operating conditions using FLUENT”, Fuel Processing Technology, v.87, n.7, p.633-639, 2006.

- Xu L., Khan J.A. e Chen Z., “Thermal Load Deviation Model for Superheater and Reheater of a Utility Boiler”, *Journal of Applied Thermal Engineering*, vol 20, pp. 545-558, 2000.
- Xu, M., J. L. T. Azevedo, Carvalho, M, G., “Modelling of the combustion process and NO<sub>x</sub> emission in a utility boiler”, *Fuel*, v.79, n.13, p.1611-1619, 2000.
- Zhukauskas, A., “Heat Transfer From Tubes in Cross Flow”, in J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Jr., Eds., *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, Academic Press, New York, 1972.

